

VYSOKÁ ŠKOLA BÁŇSKÁ – TECHNICKÁ UNIVERZITA
OSTRAVA
FAKULTA STROJNÍ
KATEDRA ENERGETIKY

Monitoring provozu kompresorové stanice

Monitoring of the Compressor Station Operation

Autor práce:
Vedoucí bakalářské práce:

Lukáš Veverka
Ing. Tomáš Výtisk, Ph.D.

Ostrava 2017

Zadání bakalářské práce

Student: **Lukáš Veverka**
Studijní program: B2341 Strojírenství
Studijní obor: 3907R009 Provoz energetických zařízení
Téma: **Monitoring provozu kompresorové stanice**
Monitoring of the Compressor Station Operation
Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

- 1) Rešerše v oblasti kompresorů.
- 2) Problematika stanovení energetických charakteristik kompresorů.
- 3) Popis měřicí techniky pro monitorování provozních parametrů kompresorů.
- 4) Zpracování naměřených dat z provozu kompresorové stanice.
- 5) Porovnání dosahovaných parametrů nového a provozovaného kompresoru stejného typu.

Seznam doporučené odborné literatury:

- [1] KOLARČÍK, K. a kol.: Kompresory. Skripta VŠB, Ostrava 2004, 122 s. ISBN 80-248-0704-1.
- [2] RAJNIAK, I.: Tepelno-energetické a emisné merania. I. vydání, Bratislava: Ister Science, spol. s r.o., 1997, 481 s. ISBN 80-88683-20-3.
- [3] Technické zprávy z garančních zkoušek kompresorů. Katedra energetiky, VŠB-TU Ostrava.
- [4] Normy, firemní podklady, internetové zdroje apod.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.


Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Tomáš Výtisk, Ph.D.**

Datum zadání: 09.12.2016

Datum odevzdání: 15.05.2017


doc. Ing. Kamil Kolarčík, CSc.
vedoucí katedry

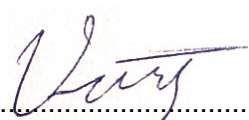



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Mistopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

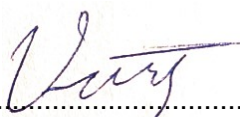
V Ostravě : 15.5.2017


.....
podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová (bakalářská) práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě : 15.5.2017



.....
podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Lukáš Veverka

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Nošovice 131
739 51
Nošovice

Anotace bakalářské práce

VEVERKA L. Monitoring provozu kompresorové stanice. Bakalářská práce. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra energetiky, 2017. 56 s. Vedoucí práce: Výtisk, T.

V bakalářské práci se zabývám analýzou provozu kompresorové stanice v areálu chemického závodu Biocel Paskov. V úvodu se věnuji rešerši v oblasti kompresorů, problematice určení výkonnostních charakteristik a možnostem měření parametrů kompresorů, konkrétně popisu principu měřících zařízení v dané kompresorové stanici. V praktické části poté zpracovávám hodnoty technických parametrů naměřené při provozu kompresorové stanice s cílem vyhodnocení přínosu provozu nového kompresoru č.6. Práce se dále zabývá vlivem snížení teploty nasávaného vzduchu na izotermickou a izoentropickou účinnost a výpočtem pro sací vzduch chladnější o 10°C. Výstupem práce je také srovnání velikosti spotřeby elektrické energie při provozu starého a nového kompresoru pro ekonomické zhodnocení případné investice a výpočet roční finanční úspory v případě použití sacího vzduchu ochlazeného o 10°C.

Annotation of bachelor thesis

VEVERKA L. Monitoring of the Compressor Station Operation. Bachelor Thesis. Ostrava: VŠB - Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Power Engineering, 2017. 56 p. Supervisor: Výtisk, T.

In thesis I deal with monitoring of the compressor station operation in areal of chemical factory Biocel Paskov. In the introduction, I do a compressor research, determination of performance characteristics and possibilities of compressor parameters measurement, specifically description of the principle of measuring devices in a given compressor station. Then, in the practical part, I process the values of the technical parameters measured during operation of the compressor station in order to evaluate the benefit of operation with the new compressor no.6. Thesis is also concerned with the effect of the intake air temperatre reduction to isothermal and iso-entropic efficiency and the calculation for intake air cooler by 10 ° C. The output of the thesis is also a comparison of the amount of electricity consumption during operation of the old and new compressors for the economic evaluation of the possible investment and calculation of the annual financial savings in the case of the use of intake air cooled by 10 ° C.

Obsah

1	ÚVOD.....	11
1.1	Výkonnost.....	12
1.2	Příkon	12
1.3	Účinnost.....	12
2	ROZDĚLENÍ KOMPRESORŮ.....	13
2.1	Kompresory objemové s vratným pohybem pístu	13
2.1.1	Ležaté kompresory	13
2.1.2	Stojaté kompresory	13
2.1.3	Boxerové kompresory.....	14
2.1.4	Úhlové kompresory	14
2.1.5	Zvláštní případy vratných pístových kompresorů.....	14
2.2	Kompresory objemové s rotačním pohybem pístu	14
2.2.1	Jednorotorové křídlové kompresory	14
2.2.2	Jednorotorové kapalinokružné kompresory	15
2.2.3	Dvourotorové zubové kompresory.....	16
2.2.4	Dvourotorové šroubové kompresory	16
2.3	Rozdělení rychlostních kompresorů	17
2.3.1	Radiální turbokompresory.....	17
2.3.2	Axiální turbokompresory	18
2.3.3	Proudové kompresory	19
3	TECHNICKÉ ÚDAJE KOMPRESORŮ POUŽÍVANÝCH VE STANICI	20
3.1	Účel stanice.....	20
3.2	Kompresory V002 a V004	20
3.3	Kompresory V001 a V005	22
4	ENERGETICKÉ CHARAKTERISTIKY A STANOVENÍ PROVOZNÍCH PARAMETRŮ	23
4.1	Měření teplot	24
4.2	Měření průtoků	25
4.3	Měření tlaků.....	26
5	VÝSLEDKY MĚŘENÍ	27
5.1	Určení doby provozu jednotlivých kompresorů	27
5.2	Průběhy měrných spotřeb.....	31
5.2.1	Měrné spotřeby při provozu kompresorů 3, 5, 1	32
5.2.2	Měrné spotřeby při provozu kompresorů 6, 5, 1	34

5.2.3	Měrné spotřeby při provozu kompresorů 3, 5, 2 a 6, 5, 2	36
5.2.4	Srovnání měrných spotřeb v daných úsecích	37
6	VLIV SNÍŽENÍ TEPLoty VZDUCHU V SÁNÍ NA PROVOZ KOMPRESORŮ ..	38
6.1	Vzorový výpočet pro 15.3.2017 00:30 - 04:29	38
6.2	Tabelování výpočtů	42
6.3	Výpočet účinnosti kompresorů při sání chladnějšího vzduchu	43
6.3.1	Výpočet pro průměrné hodnoty ze sledovaných úseků provozu kompresorů 3;5;1	43
6.3.2	Výpočet pro průměrné hodnoty ze sledovaných úseků provozu kompresorů 6;5;1	45
7	FINANČNÍ ZHODNOCENÍ ROČNÍ ÚSPORY ENERGIE	47
7.1	Finanční úspora nahrazením kompresoru 3 kompresorem s parametry kompresoru 6	47
7.1.1	Roční náklady na provoz kompresoru K6	47
7.1.2	Roční náklady na provoz kompresoru K3	48
7.1.3	Roční náklady na provoz kompresoru K3 s parametry K6	48
7.2	Finanční úspora nasáváním chladnějšího vzduchu	49
7.2.1	Roční úspora při provozu kombinace 3;5;1	49
7.2.2	Roční úspora při provozu kombinace 6;5;1	50
	ZÁVĚR	51
	SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY	52
	SEZNAM OBRÁZKŮ	53
	SEZNAM TABULEK	54
	SEZNAM ROVNIC A VZORCŮ	54
	SEZNAM PŘÍLOH	56

Seznam použitých značek a symbolů

A_{ie} ... Izoentropická práce [kW]

A_{it} ... Izotermická práce [kW]

$C_{3,6r}$... Roční cena elektrické energie na provoz K3 s parametry K6 [Kč]

$C_{351,r}$... Roční cena elektrické energie na provoz kombinace 3;5;1 [Kč]

$C_{351r\ T-10}$... Roční cena za energii na provoz kombinace 3;5;1 při T-10 [Kč]

C_{3r} ... Roční cena elektrické energie na provoz K3 [Kč]

$C_{651,r}$... Roční cena elektrické energie na provoz kombinace 6;5;1 [Kč]

$C_{651r\ T-10}$... Roční cena za energii na provoz kombinace 6;5;1 při T-10 [Kč]

C_{6r} ... Roční cena elektrické energie na provoz K6 [Kč]

C_{kwh} ... Cena za 1kWh [Kč]

C_{ur3} ... Roční úspora elektrické energie na provoz K3 [Kč]

C_{ur351} ... Roční úspora elektrické energie na provoz kombinace 3;5;1 [Kč]

C_{ur651} ... Roční úspora elektrické energie na provoz kombinace 6;5;1 [Kč]

D ... Rozměry těliska [m]

d ... Světlost trubice [m]

d_{vm1} ... Procentní rozdíl měrné spotřeby mezi kombinacemi 3;5;1 a 6;5;1 [%]

d_{vm2} ... Procentní rozdíl měrné spotřeby mezi kombinacemi 3;5;2 a 6;5;2 [%]

f ... Frekvence odtrhávání vírů [s^{-1}]

I ... Měřicí proud [A]

K ... K-faktor

\dot{m}_s ... Hmotnostní průtok v sání [kg/s]

\dot{m}_{s10} ... Hmotnostní tok v sání při snížení teploty v sání o 10 °C [kg/s]

\dot{m}_{vp} ... Hmotnostní průtok v místě měření při provozních podmínkách [kg/s]

n_{d3} ... Počet dní, kdy je K3 v provozu [dny]

n_{d351} ... Počet dní, kdy je kombinace 3;5;1 v provozu [dny]

n_{d6} ... Počet dní, kdy je K6 v provozu [dny]

n_{d651} ... Počet dní, kdy je kombinace 6;5;1 v provozu [dny]

n_{h3} ... Počet hodin, kdy je K3 v provozu [h]

n_{h351} ... Počet hodin, kdy je kombinace 3;5;1 v provozu [h]

n_{h6} ... Počet hodin, kdy je K6 v provozu [h]
 n_{h651} ... Počet hodin, kdy je kombinace 6;5;1 v provozu [h]
 n_{ch} ... Počet nesouhlasících údajů
 $P_{el\text{ prům}}$... Celkový průměrný příkon stanice [kW]
 P_{el} ... Celkový příkon stanice [kW]
 $P_{el\ T-10}$... Celkový příkon stanice při snížení teploty v sání o 10 °C [kW]
 P_{el} ... Celkový příkon stanice [kW]
 P_{el} ... Výkon elektromotoru [kW]
 $P_{el1} - P_{el6}$... Příkony šesti jednotlivých kompresorů [kW]
 $P_{el3,prům}$... Průměr dosahovaného příkonu K3 v provozu [kW]
 $P_{el3,r}$... Roční příkon K3 [kWh]
 $P_{el3,6r}$... Roční příkon teoretického K3 = roční příkon K6 [kWh]
 $P_{el351,prům}$... Průměr dosahovaného příkonu kombinace 3;5;1 v provozu [kW]
 $P_{el351,prům\ T-10}$... Průměr dosahovaného příkonu kombinace 3;5;1 při T-10 [kW]
 $P_{el351,r}$... Roční příkon kombinace 3;5;1 [kWh]
 $P_{el351,r,T-10}$... Roční příkon kombinace 3;5;1 [kWh]
 $P_{el6,prům}$... průměr dosahovaného příkonu K6 v provozu [kW]
 $P_{el6,r}$... Roční příkon K6 [kWh]
 $P_{el651,prům}$... Průměr dosahovaného příkonu kombinace 6;5;1 v provozu [kW]
 $P_{el651,prům\ T-10}$... Průměr dosahovaného příkonu kombinace 6;5;1 při T-10 [kW]
 $P_{el651,r}$... Roční příkon kombinace 6;5;1 [kWh]
 $P_{el651,r,T-10}$... Roční příkon kombinace 6;5;1 [kWh]
 P_n ... Barometrický tlak v normálních podmínkách [Pa]
 P_{pol} ... Polytropický příkon [kW]
 P_s ... Tlak nasávaného vzduchu [Pa]
 P_{sp} ... Příkon kompresoru na spojce [kW]
 P_{vn} ... Vnitřní příkon [kW]
 P_{vp} ... Tlak v místě měření při provozních podmínkách [Pa]
 \dot{Q}_v ... Objemový průtok [m^3/s]
 r ... Měrná plynová konstanta [J/(kg*K)]

R ... Měřicí odpor [Ω]

R_o ... Odpor měřiče při 0°C [Ω]

Sr ... Strouhalovo číslo [-]

t ... Měřená teplota [$^\circ\text{C}$]

T_n ... Termodynamická teplota v normálních podmínkách [K]

T_s ... Termodynamická teplota v sání [K]

T_{vp} ... Termodynamická teplota v místě měření při provozních podmínkách [K]

U ... Úbytkové napětí [V]

\dot{V}_{10N} ... Objemový průtok při snížení teploty v sání o 10°C [m^3/h]

\dot{V}_n ... Objemový průtok v normálních podmínkách [m^3/s]

\dot{V}_N ... Objemový průtok v měřicím místě v normálních podmínkách [m^3/h]

\dot{V}_s ... Objemový průtok v sání [m^3/s]

$\dot{V}_{vp\text{prům}}$... Spotřeba závodu vyjádřená objemovým průtokem v místě měření [m^3/h]

\dot{V}_{vp} ... Objemový průtok v místě měření při provozních podmínkách [m^3/s]

\dot{V}_{vp} ... Spotřeba závodu vyjádřená objemovým průtokem v místě měření [m^3/h]

\dot{V}_{vp10} ... Objemový průtok v měřicím místě při snížení teploty o 10°C [m^3/s]

$V_{m\text{prům}}$... Měrná spotřeba v danou dobu [kW / m^3]

V_m ... Měrná spotřeba v danou dobu [kW / m^3]

Z_{el} ... Ztráty v elektromotoru

Z_m ... Mechanické ztráty stlačováním

η_{ie} ... Izoentropická účinnost kompresorů při původní teplotě [-]

η_{ieT-10} ... Izoentropická účinnost kompresorů při nižší teplotě [-]

η_{itT-10} ... Izotermická účinnost kompresorů při nižší teplotě [-]

η_{it} ... Izoentropická účinnost kompresorů při původní teplotě [-]

α ... Součinitel závislosti odporu na teplotě [K^{-1}]

χ ... Adiabatický exponent

ρ_s ... Hustota nasávaného vzduchu [kg/m^3]

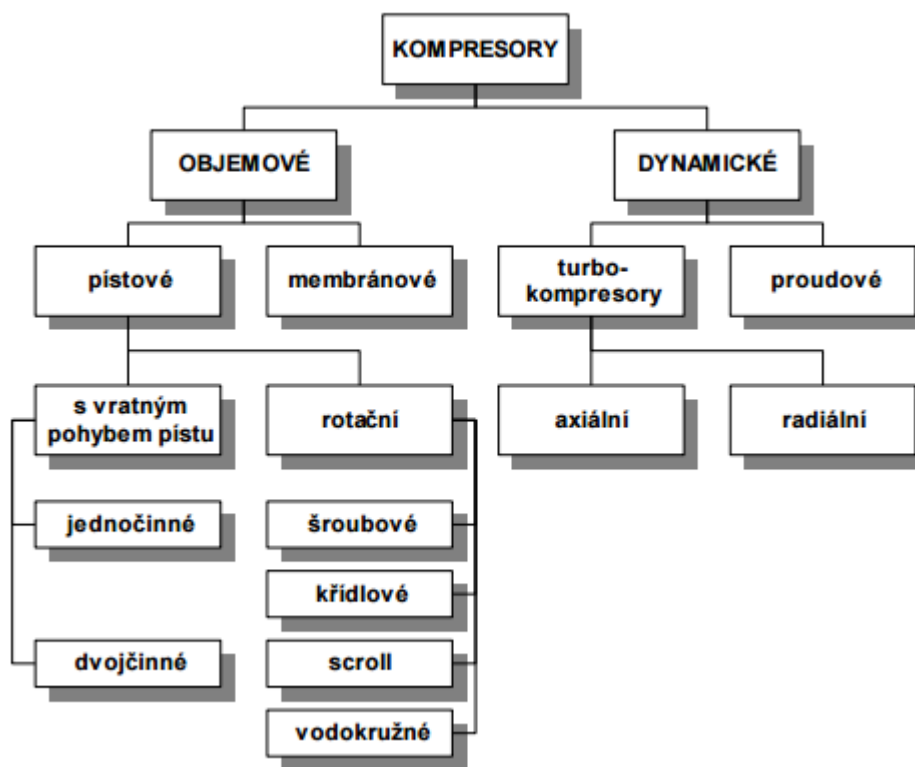
ρ_{s10} ... Hustota nasávaného vzduchu ochlazeného o 10°C [kg/m^3]

σ ... Kompresní poměr [-]

1 Úvod

Stlačování plynů a provoz kompresorů je v současném průmyslu důležitou součástí a proto se stejně jako v jiných oborech klade důraz na vylepšování současných strojů z důvodu zdokonalování energetických parametrů a zvýšení efektivity využití přiváděné elektrické energie, z jejíž celkové celosvětové spotřeby jde 30% právě na pohon kompresorů. Oblast užití kompresorů je široká, jelikož stlačený vzduch je používán nejen k pohonu pneumatických motorů a mechanismů, ale i k přímému použití. Kompresory dokážou zajistit dopravu plynů na velké vzdálenosti nebo přivádějí plyny k chemickým reakcím či jsou součástí chladicí techniky.

Nejobecnější rozdělení kompresorů je podle způsobu stlačení plynu na kompresory objemové, neboli statické a kompresory rychlostní neboli dynamické. Kompresory objemové dosahují zvýšení tlakové energie zmenšením pracovního prostoru ve válci kde je plyn uzavřen ať už klikovým mechanismem, průhybem pružné membrány nebo rotačním pohybem pístu. Kompresory rychlostní mají svůj pracovní prostor stále stejný. Pohybová a částečně i tlaková energie roste na oběžném kole a za rotorem se přemění zcela na tlakovou energii.



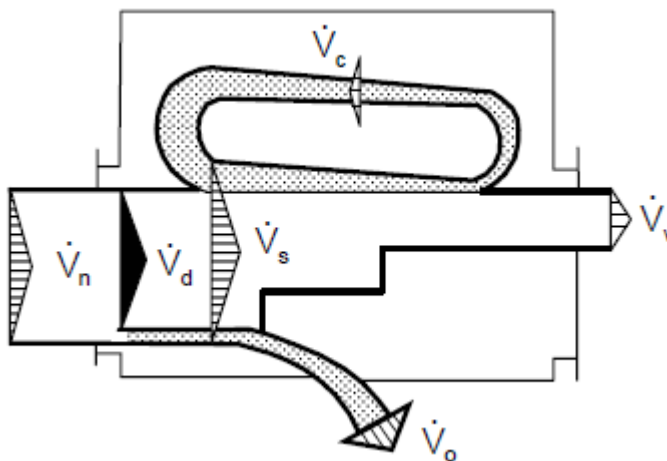
Obrázek 1. 1 Základní rozdělení kompresorů [10]

Další kriteria pro rozdělení kompresorů

- Stlačované medium (vzduch, kyslík, jiný plyn)
- Počet stupňů (jednostupňové, dvoustupňové, vícestupňové)
- Způsob chlazení (vzduchem, vodou)
- Celkový tlakový poměr (nizkotlaké, středotlaké, vysokotlaké a hyperkompresory)
- Dosahovaná výkonnost (malé, střední, velké)

1.1 Výkonnost

Definice výkonnosti říká, že je to objemový průtok plynu, protékající sacím hrdlem kompresoru dopravovaný až do spotřebiče. Jinak lze říci, že výkonnost je objem nasávaného plynu, snížený o ztráty do okolí, způsobené netěsnostmi apod. Neovlivňuje ji změna tlaku ani teploty plynu, je však závislá na tlakovém poměru a opotřebení těsnění pracovního prostoru, nebo netěsností ventilů. [1]



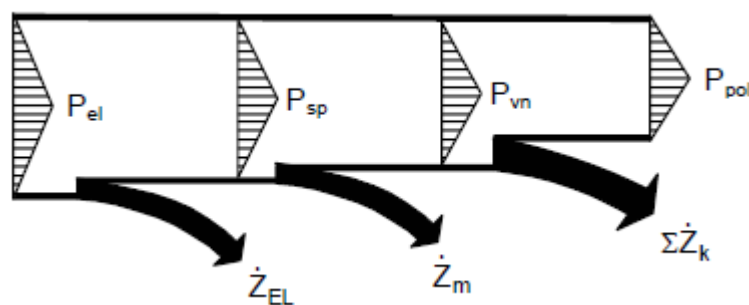
Obrázek 1. 2. Objemové průtočné schéma [1]

1.2 Příkon

Definice příkonu jej označuje jako práci potřebnou k pohonu kompresoru za určitý čas. Tento pohon tvoří převod a kompresor a toto soustrojí dopravuje do spotřebiče plyn s požadovanými vlastnostmi. Jelikož je v kombinaci s kompresorem často spojen elektromotor, používá se pro příkon motoru označení P_{el} . [1]

1.3 Účinnost

Účinnost je míra dokonalosti strojů, a určuje se také jako podle toho, jak velká část přivedené energie je efektivně využita při započtení všech ztrát do okolí. Přímá účinnost se definuje jako poměr užitečné části výkonu $P_{už}$ k celkové přivedené energii P . U kompresorů používáme účinnosti nepřímé, neboli porovnávací kdy porovnáваме příkon ideálního nerealizovatelného kompresoru s daným skutečným. [1]



Obrázek 1. 3. Ztráty soustrojí ovlivňující celkový příkon [10]

Kde:

P_{el} ... Výkon elektromotoru [kW]

P_{sp} ... Příkon kompresoru na spojce [kW]

P_{vn} ... Vnitřní příkon [kW]

P_{pol} ... Polytropický příkon [kW]

Z_{el} ... Ztráty v elektromotoru

Z_m ... Mechanické ztráty stlačováním

2 Rozdělení kompresorů

2.1 Kompresory objemové s vratným pohybem pístu

2.1.1 Ležaté kompresory

Jsou prvním používaným druhem kompresorů. Píst se zde pohybuje vodorovně. Jejich konstrukce je prostorově rozměrná a je zapotřebí i půdorysně větší strojovna, na druhou stranu stavební výška je malá a to i v případě vícestupňových strojů. Setrvačné síly i momenty jsou nedokonalé vyvážené, proto ležaté kompresory pracují při nižších otáčkách. Údržba i obsluha je snazší. V současné době se používají, je-li zapotřebí vysokých tlaků a malých výkoností. [1]

2.1.2 Stojaté kompresory

Na rozdíl od ležatých kompresorů, u stojatých se píst pohybuje svisle nahoru a dolů, podobně jako u spalovacích motorů, z čehož vyplývá, že v případě vícestupňových strojů jsou výškové rozměry strojovny větší. Kvůli délce pístnic je také horší přístup k ventilům. Pracují většinou při nižších tlacích a nejsou více jak třístupňové. Vyvážení setrvačných sil i momentů je zde daleko lepší než u strojů s vodorovným pohybem pístu. Krom rovnoběžného uspořádání pístů se často objevuje také uspořádání do V. [1]

2.1.3 Boxerové kompresory

Osy válců u boxerových kompresorů jsou také vodorovné, stejně jako u ležatých kompresorů, nicméně na jedné zalomené hřídeli pracuje také druhý píst. Tato dvojice koná díky společné hřídeli zároveň pohyb k sobě a od sebe, čímž jsou vyváženy setrvačné síly, případně také setrvačné momenty. V tomto ideálním případě mohou boxerové kompresory dosahovat až 3x vyšších otáček než starší ležaté stroje a pracují v tichém chodu. [1]

2.1.4 Úhlové kompresory

V případě úhlových kompresorů opět pracuje dvojice pístů na společné hřídeli, ovšem osy válců jsou nejen vodorovné, ale také svislé. Kliková hřídel je přesazená o 90°. Setrvačné síly jsou zde také dobře vyváženy a potřebná plocha pro kompresor je také menší. Díky společné hřídeli je jejich chod také klidný. [1]

2.1.5 Zvláštní případy vratných pístových kompresorů

U membránových kompresorů dochází k změně objemu pracovního prostoru průhybem kruhové membrány, většinou vyrobené z pryže, zajišťující její potřebnou pružnost. Membrána může být také kovová, není však již ovládaná mechanicky nýbrž hydraulicky. Tyto kompresory se vyznačují vyšší hmotností a díky bezucpávkové konstrukci se využívají pro stlačování vzácných plynů, jejichž únik do okolí je nežádoucí.

Chladivové kompresory jsou součástí chladících zařízení. Chladicí látka se nesmí dostat do okolí, proto je jejich pracovní prostor naprosto těsný. Většinou se jedná o klasické stojaté kompresory, kdy je hřídel vyvedena přes uc pávku a spojena s motorem, nebo je společně s motorem uzavřena v neprodyšném demontovatelném víku, případně je kompresor i s elektromotorem hermeticky uzavřen v tlakové nádobě

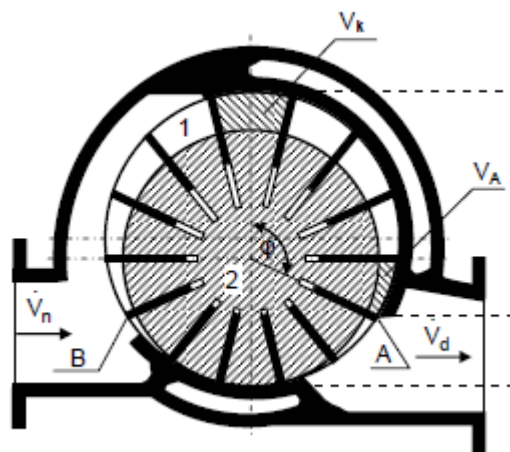
Kyslíkové kompresory – je-li stlačován kyslík, ne vzduch, je třeba, aby byl kompresor upraven kvůli vyššímu riziku požáru jako např. vložky válců z nerezů nebo bronzové destičky ventilů zabraňující jiskření [1]

2.2 Kompresory objemové s rotačním pohybem pístu

2.2.1 Jednorotorové křídlové kompresory

U křídlových kompresorů je rotor excentricky uložen v pracovním prostoru. Na tomto rotoru jsou drážky, ve kterých jsou uloženy lamely neboli křídla. Na ty při práci kompresoru působí odstředivá síla a tlačí je ke stěnám válce, což vytváří několik malých pracovních prostorů proměnlivého objemu.

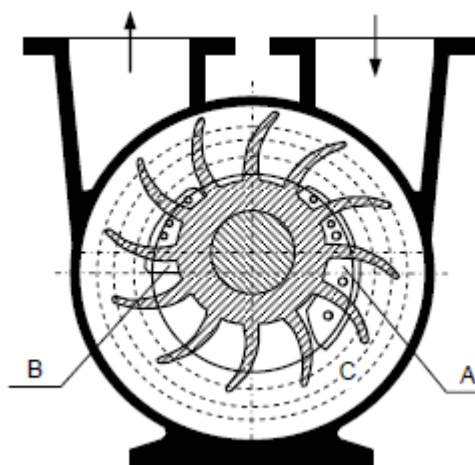
Kompresi začíná při propojení tohoto malého prostoru se sacím hrdlem, kdy se začne zvětšovat objem a následně dochází ke kompresi v důsledku opětovného zmenšení objemu prostoru. Konec komprese nastává, jakmile křídlo překročí hranu výtlačného otvoru a stlačený plyn proudí do výtlačného hrdla. Škodlivý prostor je zde malý. [1]



Obrázek 2. 1. Náskres křídlového kompresoru [10]

2.2.2 Jednorotorové kapalinokružné kompresory

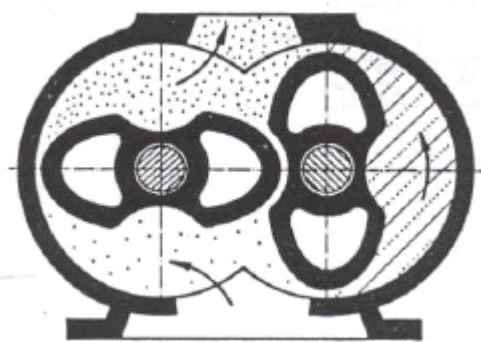
Vodokružné kompresory jak již jejich název napovídá, využívají vodního prstence, který uzavírá komůrky mezi lopatkami excentricky uloženého rotoru. Také zde dochází ke stlačování plynu změnou objemu pracovního prostoru v komůrkách při otáčivém pohybu rotoru. Plyn je nasán sacím otvorem na jedné straně rozváděcí desky, přičemž výtlačný otvor je na druhé straně. Chování kapaliny vytváří efekt podobný vratnému pohybu pístu. Účinnost je pouze kolem 30-50%, ale za to má vyšší spolehlivost, životnost a tichý chod. Část znečištěné a ohřáté kapaliny je vytlačována společně se stlačeným plynem, kde je od něj odloučena. Kapalina zde plní funkci jak mazací tak i chladicí a těsnící. [1]



Obrázek 2. 2. Náskres vodokružného kompresoru [10]

2.2.3 Dvourotorové zubové kompresory

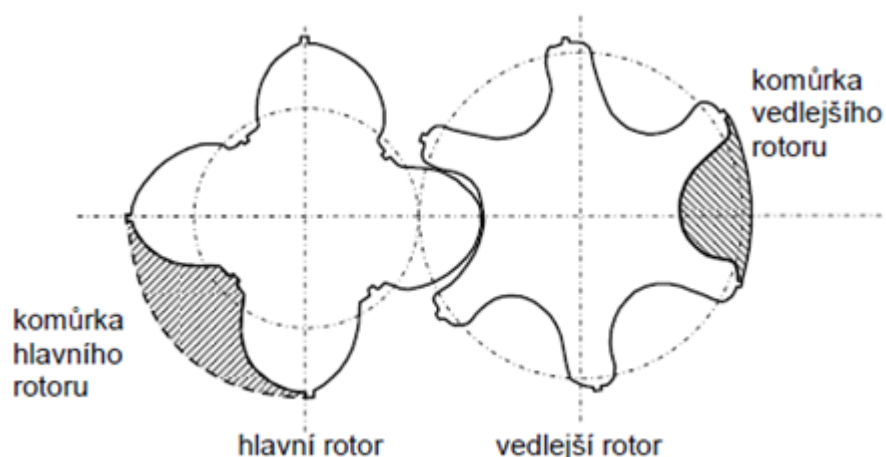
Zubové kompresory se vyznačují dvěma rotory, nebo můžeme říci písty, jež jsou spojeny vyladěným ozubením. Oba rotory se ve společné skříni otáčejí tak aby byl co nejefektivněji využit pracovní prostor, proto vůle mezi rotory navzájem, nebo vůči stěně, je minimální. Oba rotory jsou umístěny vodorovně vedle sebe a ideálně do sebe zapadají (například u Rootsova dmychadla jsou 2 stejné rotory natočeny o 90° , ale jsou i typy kompresorů kde se tvar každého rotoru liší, přesto však musí být zachováno správné zapadnutí do sebe). Po nasátí vzduchu ze sacího hrdla je plyn v pracovní komoře dopravován za neměnného objemu, ke kompresi dochází až po otočení rotoru do polohy, kdy se komora spojí s výtlačným hrdlem a dojde zde k rázové kompresi. Tlakový poměr nepřesahuje hodnotu 1,4 a pracovní prostor je využit z 60 – 90% podle velikosti netěsností. [1]



Obrázek 2. 3. Rootsovo dmychadlo [10]

2.2.4 Dvourotorové šroubové kompresory

Šroubové kompresory z velké části vycházejí z Rootsova dmychadla, ale konstrukce má několik změn, mezi nimiž ten nejdůležitější je tvar rotoru a posunutí výtlačného hrdla. Oba rotory umístěné vodorovně vedle sebe do sebe opět zapadají jako v předchozím případě, tvar ovšem není pouze takový, aby dokonale vyplnil pracovní prostor, nýbrž má tvar šroubového tělesa s velkým stoupáním a počet zubů se u obou rotorů liší. Rotor s menším počtem zubů se označuje jako hlavní rotor, ten s více zuby je pak vedlejší rotor. Výtlačné hrdlo je posunuto až na konec šroubovice. Plyn je nasáván do prostoru komůrky mezi zuby hlavního a vedlejšího rotoru. Ke stlačení dochází pohybem šroubovic, kdy zub jednoho rotoru vniká do pracovního prostoru a tím jej zmenšuje, což má za následek zvýšené stlačení. Jakmile pracovní prostor přijde do kontaktu s výtlačným hrdlem, většina stlačeného plynu je vytlačena z tohoto prostoru. Přestože mají vestavěný tlakový poměr od 3 do 10 a jsou velmi hlučné, díky svým přednostem jako jsou malé rozměry, dokonalé vyvážení rotorů a nenáročná údržba, jedná se o nejrozšířenější kompresory v praxi. [1]

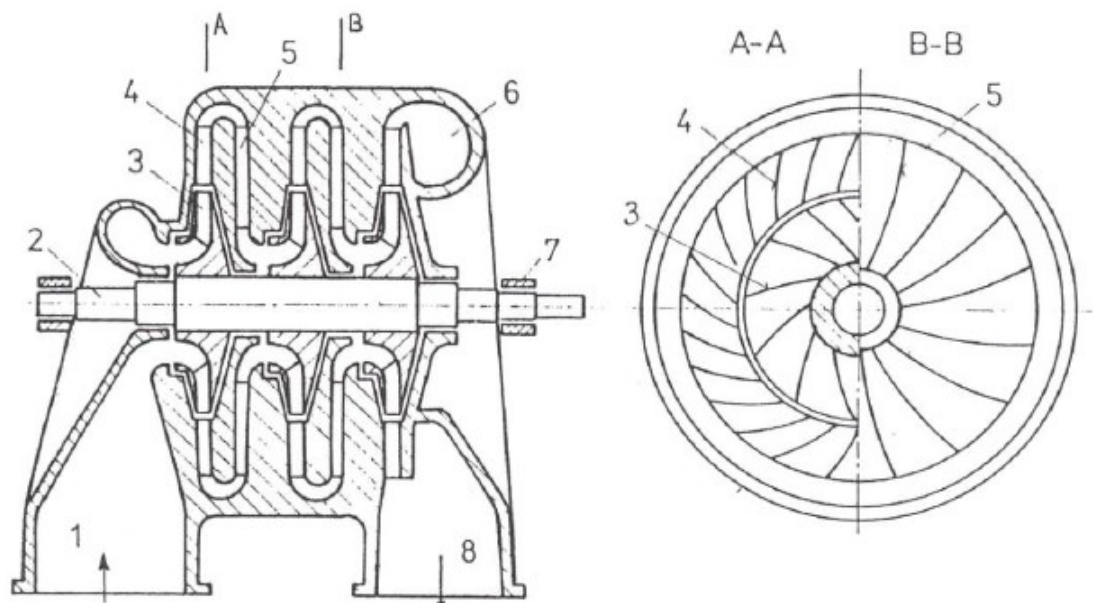


Obrázek 2. 4. Zubový profil šroubových kompresorů [1]

2.3 Rozdělení rychlostních kompresorů

2.3.1 Radiální turbokompresory

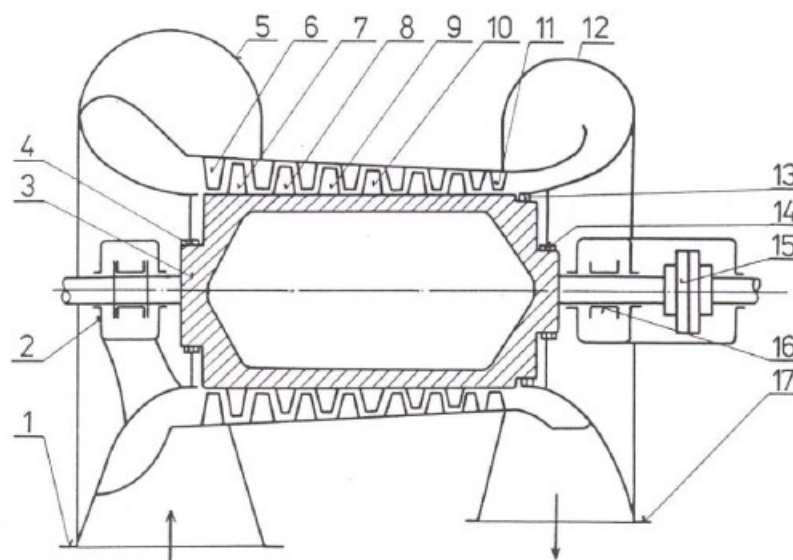
U rychlostních neboli dynamických kompresorů dochází ke stlačování plynů změnou hybnosti proudu, nikoli změnou pracovního prostoru, který je zde stálý. Část kinetické energie se také v určité fázi mění na tlakovou energii. Pro tento způsob stlačování je potřeba dosáhnout vysoké obvodové rychlosti oběžných kol, otáčky se pohybují v hodnotách od 3000 až po 80 000 min^{-1} . Je proto potřeba převod do rychla, který je však vcelku hlučný ovšem po správném dynamickém vyvážení rotoru je celý chod klidný a tichý. Radiální turbokompresory mají jednoduchou obsluhu a údržbu, činné části mají nízkou míru opotřebení a tudíž i vyšší životnosti. Standardní tlakový poměr má hodnotu 20, setkáme se ovšem i s poměrem 80. Sacím hrdlem do kompresoru vstupuje objemový proud plynu a při jeho prouděním pracovním prostorem vznikají mezi oběžnými koly a statorem vnitřní proudy. Labyrintové ucpávky způsobují, že se část již vytlačeného plynu vrací do sání, ovšem i přesto jsou zde objemové ztráty z důvodu netěsnosti ucpávek. [1]



Obrázek 2. 5. Nákres radiálního turbokompresoru [1]

2.3.2 Axiální turbokompresory

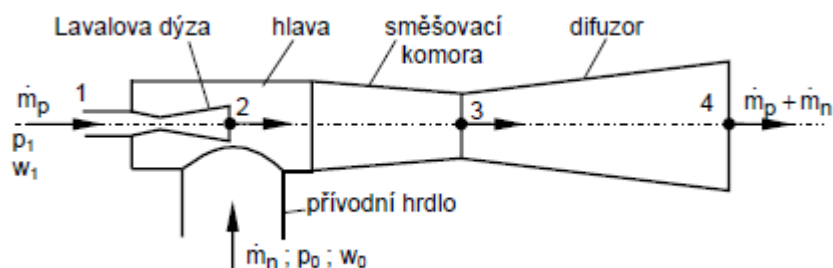
Axiální rychlostní kompresory pracují stejně jako radiální, tedy využívají změny hybnosti proudu, ovšem zde proud protéká po válcových plochách rovnoběžných s osou rotace. Mají větší počet stupňů než radiální kompresory a jsou celkově delší, nicméně lehčí. Oproti radiálním také disponují vyšší účinností o 2 až 5 % a zaberou menší prostor v případě vyšších výkonností. Oběžné lopatky jsou vsazeny do drážek na obvodu bubnu, ale difuzorové lopatky jsou součástí statorového tělesa a tak se oběžné lopatky střídají s pevnými lopatkami. Čímž dochází ke změně hybnosti a stlačení. Stroj, využívající kombinace axiálního a radiálního turbokompresoru se nazývá Diagonální turbokompresor. [1]



Obrázek 2. 6. Náčrt axiálního turbokompresoru [1]

2.3.3 Proudové kompresory

Proudové kompresory jsou velmi jednoduché, spolehlivé a cenově nenáročné stroje, které nemají žádnou pohyblivou část. S tím je ovšem také spjat fakt, že účinnost nepřesahuje 30%. Proudové kompresory jsou dvojího druhu, a sice ejektory a injektory. Pracovní prostor se skládá z hlavy, směšovací komory a difuzoru. Pracovní látka je dopravována přívodním potrubím přes Lavalovu dýzu, na jejímž výstupu v prostoru hlavy dochází k poklesu tlaku a je nasáván proud dopravované látky z přívodního hrdla končícího v místech výstupu z dýzy. Za hlavou následuje směšovací komora, ve které probíhá turbulentní míšení nasávaného a hmotnostního proudu, při kterém předá pracovní látka část své kinetické energie látce dopravované. Smíšený proud poté míří do difuzoru, kde klesne jeho rychlost a tím přemění část své kinetické energie na energii tlakovou. Ke každému požadovanému nasávanému množství je potřeba stanovit množství pracovní látky nutné k pohonu ejektoru, neboli určit tzv. ejekční součinitel. [1]



Obrázek 2. 7. Schéma proudového kompresoru [1]

3 Technické údaje kompresorů používaných ve stanici

3.1 Účel stanice

V pozorované kompresorové stanici Biocelu Paskov se vyrábí tlakový vzduch o tlaku 0,6 - 0,8 MPa pro potřebu celého závodu a to jak k účelům ovládání regulačních obvodů a pohonů, tak pro účely technologické i pro potřeby údržby a čištění

Vzduchotechnické zařízení zajišťuje odvod tepla od vodou chlazených kompresorů a přívod filtrovaného vzduchu do kompresorovny. Provoz vzduchotechnického zařízení je řízen automatickou regulací na základě teploty v kompresorové stanici. V zimních měsících je využíváno odpadní teplo od kompresorů pro temperaci kompresorovny. V kompresorové stanici je za všech provozních podmínek zajištěn přetlak. Z důvodu požární bezpečnosti a udržení přetlaku jsou všechny vstupní dveře opatřeny funkčními samozavírači.

Kompresorová stanice používá tří typy kompresorů společnosti Atlas Copco. [12]

3.2 Kompresory V002 a V004

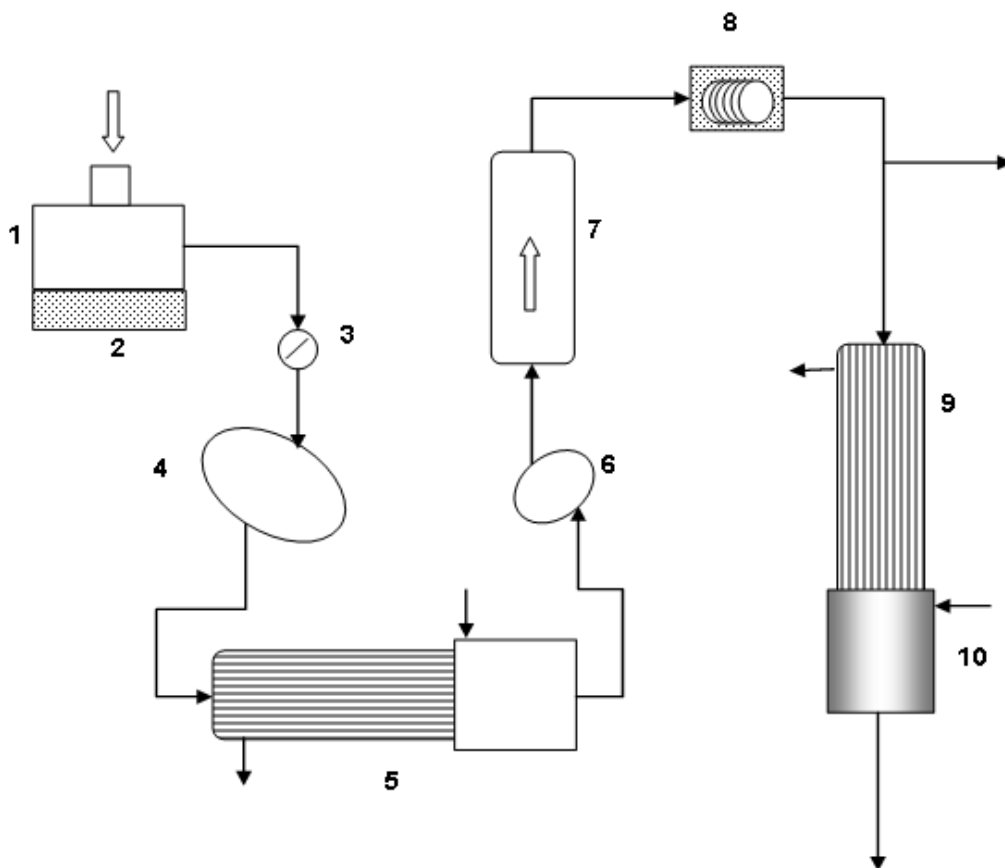
Jsou dvoustupňové, bez oleje komprimující (bezmazné), vodou chlazené, šroubové kompresory s pohonem pomocí elektromotoru, přírubově spojeného přes spojkovou skříň na převodovku. [12]

Kompresory V002 a V004
výrobce - Atlas Copco
typ - ZR5 – 51
výkon - 3012 m ³ /h při 0,7 MPa
max. tlak vzduchu - 0,8 MPa
min. tlak vzduchu - 0,4 MPa
příkon - 279 kW - při volnoběhu 43 kW
max. teplota okolí – 40°C
max. teplota chlad. vody - vstup: 35°C
max. tlak chlad. vody - vstup : 0,55 MPa
spotřeba chlad. vody : 4,2 l/s
rozměry - 3632 x 2161 x 2250 mm
hmotnost - 6800 kg
olej - T68 Benzina - 85 l

Tabulka 3. 1. Technické parametry kompresorů 2 a 4 [12]

Hlavní části kompresoru:

- nízkotlaký element (obsahuje dva šroubové rotory) – ND
- vysokotlaký element (obsahuje dva šroubové rotory) – HD
- uzavřený rám, převodovka, motor, příruba
- chladicí systém (mezichladič, dochlazovač, odlučovače kondenzátu)
- sací filtr, tlumiče hluku, vstupní škrťací element
- odlehčovací zařízení (ventil, chladič)



Obrázek 3. 1. Vzduchový systém kompresorového soustrojí u kompresorů 2 a 4
[12]

Vzduchový systém:

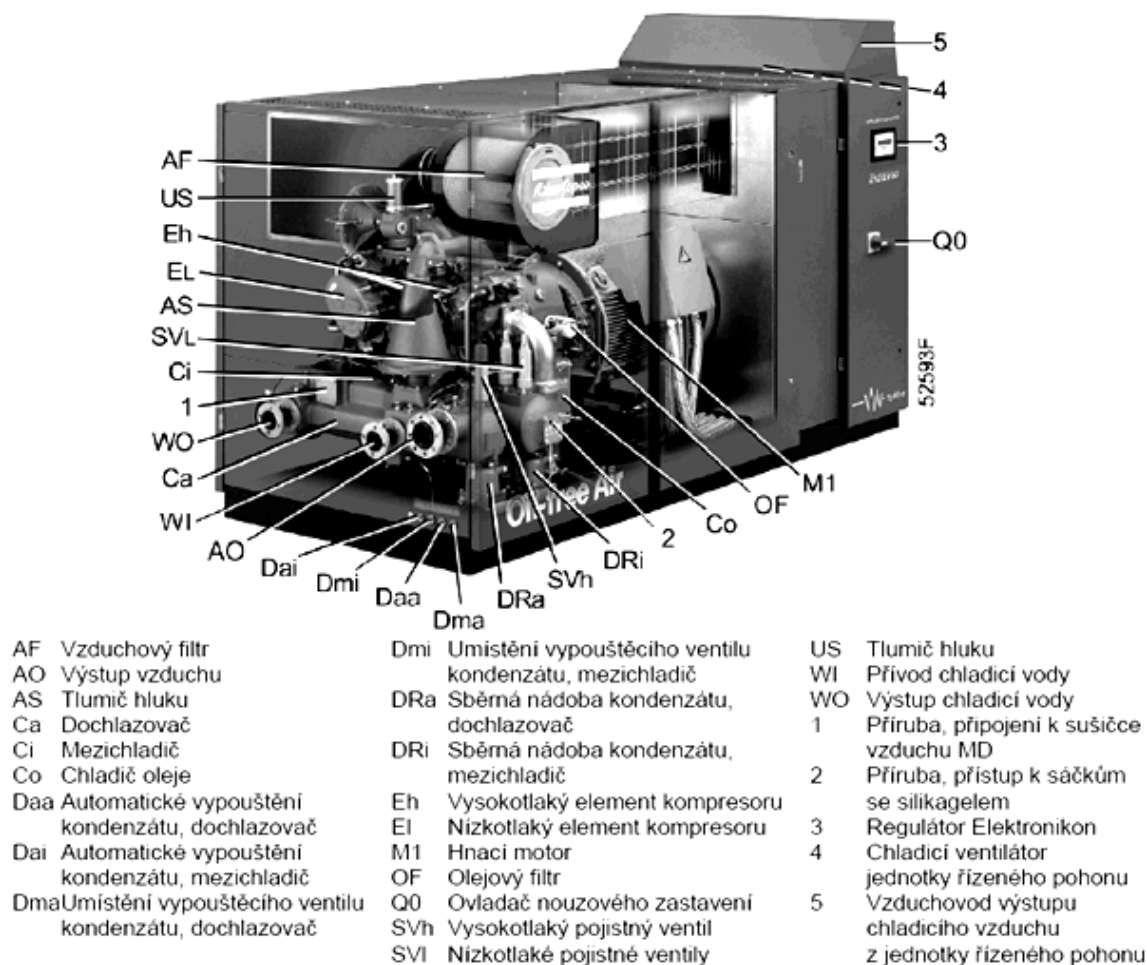
1. Filtry
2. Tlumič hluku na sání
3. Vstupní škrťací těleso
4. Nízkotlaký element
5. Mezichladič
6. Vysokotlaký element
7. Druhý tlumič hluku
8. Zpětný ventil
9. Dochlazovač
10. Odlučovač vody

3.3 Kompresory V001 a V005

ZR 315 VSD jsou dvoustupňové šroubové kompresory poháněné elektrickým motorem, které poskytují vzduch bez oleje a vibrací. Kompresory jsou chlazené vodou. VDS (řízený pohon) optimalizuje spotřebu energie a snižuje tlakové pásmo regulací otáček motoru. [12]

Kompresory V001 a V005:
výrobce – Atlas Copco
typ – ZR315 VDS 8,6
otáčky – 2430 ot/min
max. tlak vzduchu – 0,86 Mpa
příkon - 275 kW
olej - T68 Benzina - 60 l
spotřeba chlad. vody: 3,45 l/s
hladina akustického tlaku: 69 dB
Nasávané množství vzduchu:
při 7,0 bar 235 – 815 l/s = 846 - 2934 m ³ /h
při 8,0 bar 233 – 780 l/s = 838,8 - 2808 m ³ /h
při 8,6 bar 232 – 759 l/s = 835,2 - 2732,4 m ³ /h

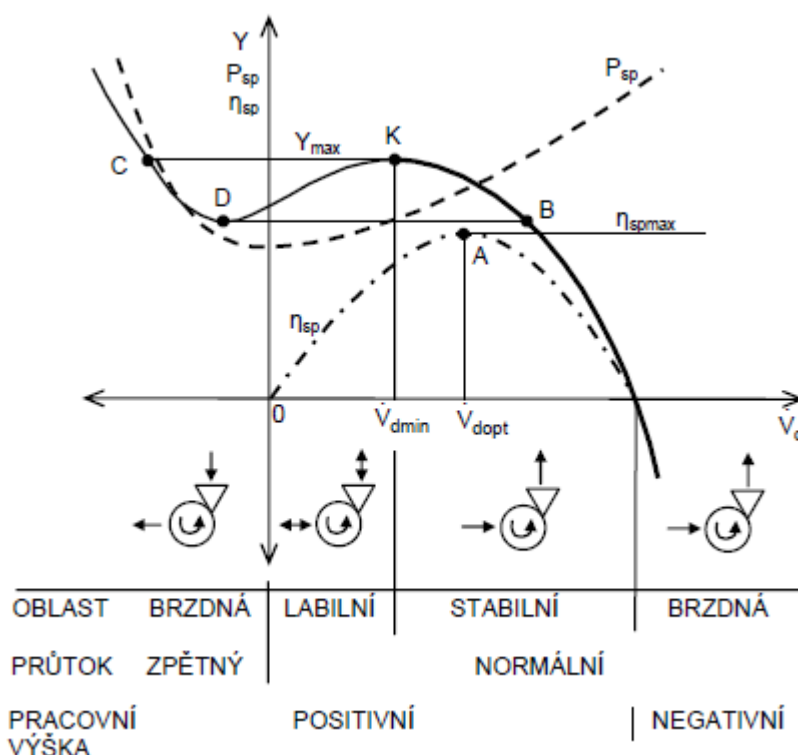
Tabulka 3. 2. Technické parametry kompresorů 1 a 5 [12]



Obrázek 3. 2. Kompresor ZR315 VSD [12]

4 Energetické charakteristiky a stanovení provozních parametrů

U kompresorů určujeme 3 základní charakteristiky, kterými popisujeme aktuální stav kompresoru. Na obrázku vidíme graf energetických charakteristik, dělíci se na oblast brzdnou, labilní a stabilní, přičemž kompresor by měl být provozován v poslední jmenované oblasti, protože je v ní schopen se přizpůsobit měnícím se odběrům plynu a nahodile zvýšeným odporům spotřebiče, způsobeným snížením objemového průtoku. V labilní oblasti, kdy je do spotřebiče dodáváno více plynu, než spotřebič odebírá, dochází k pumpování, což ovlivňuje velikost proudu a způsobuje hlučnost provozu.



Obrázek 4. 1. Hlavní energetické charakteristiky radiálních turbokompresorů [1]

Charakteristika tlaková $Y = f(\dot{V}_d)$.

Největší podíl na zvětšování měrné energie má zvyšování tlaku. Jiné označení tlakové charakteristiky je také závislost celkového tlakového poměru $\sigma_c = f(\dot{V}_d)$, nebo $\Delta p = f(\dot{V}_d)$. Bod, kde nastává nejvyšší tlak, se značí jako kritický bod K a ten také rozděluje stabilní oblast od labilní. Dosáhne-li hodnota tlaku tohoto bodu, nastane skokově zpětné proudění (bod C) a plyn se vrací z výtlačku opět na sání, čímž klesá tlak až na minimální hodnotu (bod D). Následuje opět skok do bodu B ve stabilní provozní oblasti.

Charakteristika příkonová $P_{sp} = f(\dot{V}_d)$

Pokud se zvyšuje výkonnost, klesají odpory spotřebiče a příkon také narůstá. Nejnižší hodnoty nabývá v bodě $\dot{V}_d = 0$.

Charakteristika účinnostní $\eta_{sp} = f(\dot{V}_d)$

V bodech $\dot{V}_d = 0$ a $Y = 0$ nabývá nulových hodnot. Mezi nimi roste do hodnoty maxima, pak klesá. Maxima by měla dosáhnout ve stabilní oblasti při měrné energii \dot{V}_{dopt} . [1]

4.1 Měření teplot

Pro měření teplot se v kompresorové stanici používají odporové teploměry.

Principem odporových teploměrů je teplotní závislost odporu na teplotě. Odpor snímače pro stanovení teploty se zjišťuje podle Ohmova zákona. Při měřicím proudu I je měřen úbytek napětí U na měřicím odporu (snímači) R .

$$R = \frac{U}{I} \quad (1)$$

$$R = R_0(1 + \alpha \cdot t) \quad (2)$$

Kde:

R ... Měřicí odpor [Ω]

I ... Měřicí proud [A]

U ... Úbytkové napětí [V]

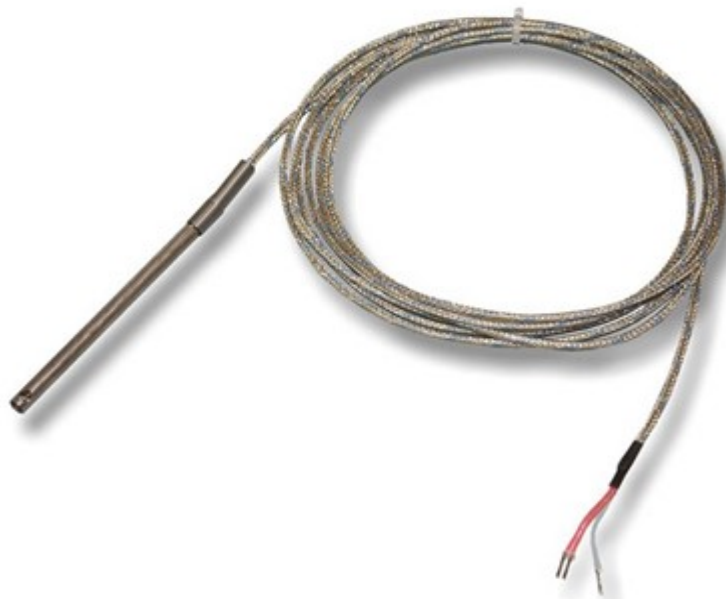
R_0 ... Odpor měřiče při 0°C [Ω]

α ... Součinitel závislosti odporu na teplotě [K^{-1}]

t ... Měřená teplota [$^\circ\text{C}$]

Odporové teploměry jsou relativně odolné elektrickému rušení, a proto se dobře hodí k měření teploty ve výrobních prostorách, zejména u motorů, generátorů a jiných zařízení s vysokým napětím. Za průmyslový standard kovových odporových teploměrů se považuje platinový odporový drát Pt 100 (při 0°C má odpor 100Ω a při 100°C odpor $138,5 \Omega$), který používají také v Biocelu. Platina je výhodná pro svou chemickou stálost, vysokou teplotou tavení a možnost dosažení vysoké čistoty, která se pohybuje v rozmezí 99,9 až 99,999%.

Hlavní výhodou platinových čidel je jejich vynikající dlouhodobá stálost odporu, která zaručuje jejich vysokou přesnost a reprodukovatelnost měření. Jejich nevýhodou je velká citlivost na magnetické pole především při nižších teplotách. Platinové teploměry se vyrábějí drátkovou, tenkovrstvou nebo tlustovrstvou technologií. V prvním případě je drátkový měřicí odpor tvořen spirálovitě stočeným tenkým drátkem zataveným do keramiky nebo skla. [8]



Obrázek 4. 2. Platinový drát PT100 [9]

4.2 Měření průtoků

Pro měření objemových průtoků se v kompresorové stanici používají vírové průtokoměry.

Vírové průtokoměry se používají pro měření objemového průtoku plynů, páry a kapalin ve zcela zaplněných potrubích. Měřicí princip je založen na vytvoření tzv. Kármánovy vírové stezky za tělískem umístěným v měřicí trubici.

K periodickému střídavému odtrhávání vírů dochází na jedné a druhé straně tělíska umístěného v měřicí trubici kolmo na osu potrubí. Tyto víry vytvářejí Kármánovu vírovou stezku, ve které je frekvence odtrhávání vírů přímo úměrná rychlosti proudění měřeného média. K-faktor je poté číslo, popisující chování kapaliny v místě měření. [4] [5]

$$\dot{Q}_v = \frac{f}{K} \quad (3)$$

$$K = \frac{(4 \cdot Sr)}{(d \cdot D^2 \cdot \pi)} \quad (4)$$

Kde:

\dot{Q}_v ... Objemový průtok [m^3/s]

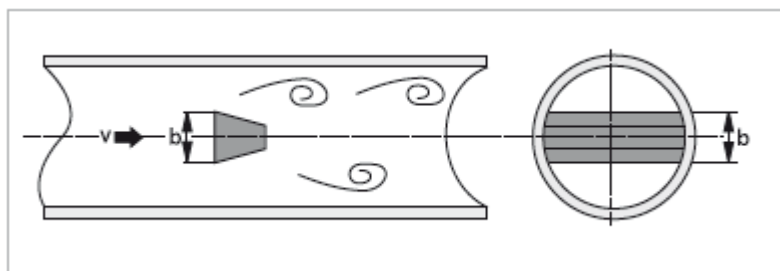
f ... Frekvence odtrhávání vírů [s^{-1}]

K ... K-faktor

Sr ... Strouhalovo číslo [-]

d ... Světlost trubice [m]

D ... Rozměry tělíska [m]



Obrázek 4. 3. Karmánová vírová stezka za škrťícím tělískem [5]

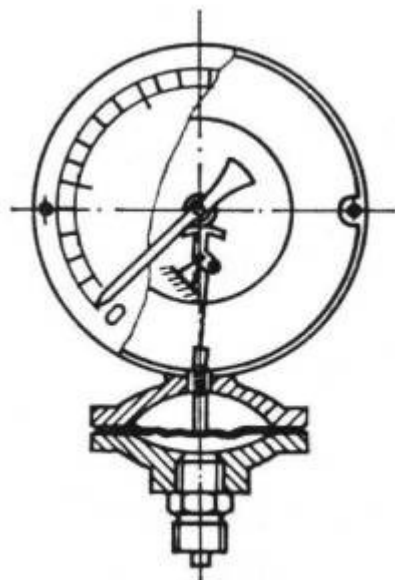
4.3 Měření tlaků

Pro měření tlaků se v kompresorové stanici používají membránové tlakoměry.

Tyto manometry používají jako tlakoměrného elementu kovové membrány kruhového tvaru zvlněné soustředěnými kruhy. Membrána je sevřena mezi dvěma přírubami, je velmi tenká, má malý průměr a z jedné strany je přiváděn měřený tlak. Ten vyvolá průhyb membrány, který se přenáší mechanickým převodem na ukazatel, nebo elektricky do paměti počítače. Závislost zdvihu na tlaku je přibližně lineární.

Membránové tlakoměry se vyrábějí pro tlaky do 4 MPa. Pro nízké tlaky se využívá pryžových membrán s textilní vložkou s kovovými příložkami, kde však deformačním prvkem je pružina z ocelového drátu.

Výhodou membránových tlakoměrů jsou malé setrvačné hmoty systému. Takové snímače jsou vhodné pro měření velmi rychle pulsujících tlaků. [6] [7]



Obrázek 4. 4. Membránový tlakoměr [6]

5 Výsledky měření

Během měření jsem zjišťoval průběhy příkonů jednotlivých kompresorů a zároveň i celé stanice, množství vyráběného vzduchu (příloha 1) z těchto hodnot jsem tak mohl výpočtem stanovit měrnou spotřebu elektrické energie na výrobu stlačeného vzduchu. Ze získaných dat jsem sestavil grafy, do kterých jsou vyneseny průběhy spotřeby vzduchu, který závod potřeboval, výkonnosti zatížených kompresorů a tomu odpovídající měrné spotřeby. (výpočet v přílohách 3, 4 a 5)

Pro dosažení co nejpřesnějších srovnání jsem doufal, že ze zpracovaných dat získám aspoň jeden úsek dat od každé možné kombinace kompresorů. Ve skutečnosti však z měření vyplynulo, že některé kombinace kompresorů jsou provozovány zřídka, či vůbec (zpracování dat v příloze 2).

5.1 Určení doby provozu jednotlivých kompresorů

Data pro zpracování byla získána z měřicích přístrojů, popsaných výše, a to při provozu kompresorové stanice v období 10.3.2017 00:00 – 20.3.2017 10:40, což odpovídá 15 040 minutám. V následující tabulce 5.1 jsou uvedeny zjištěné počty minut provozu jednotlivých kompresorů a tomu odpovídající procentuální vyjádření.

Číslo kompresoru	Doba provozu [min]	%
1	12181	80,99
2	5064	33,67
3	6314	41,98
4	2455	16,32
5	12481	82,99
6	7406	49,24

Tabulka 5. 1. Doba provozu jednotlivých kompresorů v měřeném období 15040 minut

Ve snaze o vyhledání jednotlivých kombinací jsem zpracoval statistiku, ze které vyplynulo, kolik minut celkového času měření byly jednotlivé kombinace kompresorů v provozu. Princip mého postupu vycházel z faktu, že většinu času jsou v provozu vždy jen 3 kompresory, to znamená, že ostatní 3 jsou odstaveny, jejich příkon je tedy 0kW. Kombinace se počítá jako permutace bez opakování, bez závislosti na pořadí. Počet prvků (kompresorů) je 6, vybraný počet je 3, $n=20$. Ze zjištěných 20 možností jsem tedy pro každou z nich vypočetl, v jakém období spotřebovává opačná kombinace kompresorů 0kW.

Příklad:

Kompresory 1, 2 a 3 byly všechny vypnuté 359 z 15040 minut, z toho vyplývá, že také opačná kombinace 4, 5, 6 byla v provozu jen 359 minut

Při tomto postupu jsem sečetl provozované období všech 20 kombinací. Výsledky ovšem nebyly přesné (při součtu vyšlo pouze 87% času) a to z prostého důvodu, že přechod na jinou kombinaci neprobíhá během vteřiny, nýbrž kompresory nějakou dobu (cca. 3-8 minut) snižují svůj příkon až na 0kW, a to samé platí o najíždění do plného zatížení.

V provozu	Mimo provoz	Doba provozu [min]	%
4; 5; 6	1; 2; 3	359	2,387
3; 5; 6	1; 2; 4	8	0,053
3; 4; 6	1; 2; 5	5	0,033
3; 4; 5	1; 2; 6	578	3,843
2; 5; 6	1; 3; 4	526	3,497
2; 4; 6	1; 3; 5	1	0,007
2; 4; 5	1; 3; 6	0	0,000
2; 3; 6	1; 4; 5	1	0,007
2; 3; 5	1; 4; 6	753	5,007
2; 3; 4	1; 5; 6	5	0,033
1; 5; 6	2; 3; 4	5004	33,271
1; 4; 6	2; 3; 5	446	2,965
1; 4; 5	2; 3; 6	0	0,000
1; 3; 6	2; 4; 5	5	0,033
1; 3; 5	2; 4; 6	2392	15,904
1; 3; 4	2; 5; 6	310	2,061
1; 2; 6	3; 4; 5	309	2,055
1; 2; 5	3; 4; 6	1343	8,930
1; 2; 4	3; 5; 6	0	0,000
1; 2; 3	4; 5; 6	1041	6,922
Suma		13086	87,008

Tabulka 5. 2. Doba provozu bez zřetele na doby rozjezdu a dojezdu při střídání

Abych snížil chybu, zahrnul jsem do výpočtu i tato období. Jelikož v plném provozu dosahovala spotřeba kompresorovny 500 – 900kW, zahrnul jsem do výpočtu také období, kdy opačná kombinace kompresorů odebírala 0-50kW, jakožto období rozjezdu a dojezdu.

V tomto případě však vycházel počet hodin o 682 více, než bylo skutečně měřeno. Tato chyba vznikla také při přechodu na jinou kombinaci

V provozu	Mimo provoz	Doba provozu [min]	%
4; 5; 6	1; 2; 3	587	3,903
3; 5; 6	1; 2; 4	181	1,203
3; 4; 6	1; 2; 5	13	0,086
3; 4; 5	1; 2; 6	819	5,445
2; 5; 6	1; 3; 4	810	5,386
2; 4; 6	1; 3; 5	14	0,093
2; 4; 5	1; 3; 6	3	0,020
2; 3; 6	1; 4; 5	40	0,266
2; 3; 5	1; 4; 6	1026	6,822
2; 3; 4	1; 5; 6	39	0,259
1; 5; 6	2; 3; 4	5098	33,896
1; 4; 6	2; 3; 5	675	4,488
1; 4; 5	2; 3; 6	0	0,000
1; 3; 6	2; 4; 5	181	1,203
1; 3; 5	2; 4; 6	2528	16,809
1; 3; 4	2; 5; 6	432	2,872
1; 2; 6	3; 4; 5	529	3,517
1; 2; 5	3; 4; 6	1422	9,455
1; 2; 4	3; 5; 6	4	0,027
1; 2; 3	4; 5; 6	1321	8,783
Suma		15722	104,535

Tabulka 5. 3. Doba provozu při uvažování rezervy 50kW na rozjezd a dojezd

Po prohlédnutí několika přechodů jsem usoudil, že 50kW je zbytečně moc velká rezerva, jelikož při přechodu na jinou kombinaci se mohou lišit rychlosti dojezdu a rozjezdu a prakticky vždy se nejprve začne rozjíždět jiný kompresor a nedlouho poté se zastaví kompresor původní. Proto jsem rezervu snížil pouze na 20kW, protože při 50kW není zaručeno, že je opačná kombinace v provozu.

Příklad :

11.3.2017 16:57:00 v tomto období kompresor číslo 1 (v kombinaci 1, 3, 5) ještě dojíždí na 30kW, tudíž patří do intervalu 0-50kW a automaticky je tato minuta započítána opačné kombinaci (2, 4, 6), ale kompresor 6 má v tuto chvíli výkon 0kW takže je tato minuta započtena i kombinaci (3, 5, 6) a tyto 2x započtené minuty způsobují chybu 4,5%.

Neexistuje obecné číslo, které by naprosto přesně a univerzálně určilo počet minut v provozu, je to proměnná funkce, specifická pro každé střídání kompresorů. Při uvažování rezervy 20kW vyšly následující minutové údaje.

V provozu	Mimo provoz	Doba provozu [min]	%
4; 5; 6	1; 2; 3	515	3,424
3; 5; 6	1; 2; 4	88	0,585
3; 4; 6	1; 2; 5	8	0,053
3; 4; 5	1; 2; 6	778	5,173
2; 5; 6	1; 3; 4	727	4,834
2; 4; 6	1; 3; 5	7	0,047
2; 4; 5	1; 3; 6	1	0,007
2; 3; 6	1; 4; 5	9	0,060
2; 3; 5	1; 4; 6	992	6,596
2; 3; 4	1; 5; 6	10	0,066
1; 5; 6	2; 3; 4	5043	33,531
1; 4; 6	2; 3; 5	597	3,969
1; 4; 5	2; 3; 6	0	0,000
1; 3; 6	2; 4; 5	88	0,585
1; 3; 5	2; 4; 6	2495	16,589
1; 3; 4	2; 5; 6	403	2,680
1; 2; 6	3; 4; 5	448	2,979
1; 2; 5	3; 4; 6	1397	9,289
1; 2; 4	3; 5; 6	3	0,020
1; 2; 3	4; 5; 6	1273	8,464
Suma		14882	98,949

Tabulka 5. 4. Doba provozu při uvažování rezervy 20kW na rozjezd a dojezd

I zde nastala určitá nepřesnost a sice 1,15%. Ta nastala z obdobných důvodů jako v předchozím případě. Zde jsem se nepřesnosti naprosto přesně dopátral. Máme 15040 minutových úseků. Úsek jednotlivé kombinaci se připočte, pokud má opačná kombinace součet 0-20kW. Ovšem pak zde dochází ke dvěma extrémům, a sice že žádná kombinace nedosáhne tohoto intervalu (např. 10.3.2017 2:22:00 viz. příloha 2) a do výpočtu se nepřipočte žádná kombinace. Toto nastalo v 747 intervalech.

Druhý extrém je, že tento interval naplní jak jeden, tak i více úseků. To se stalo v případě dvojitého započtení 7 krát (například 14.3.2017 0:39:00) a čtyřem různým úsekům se tatáž minuta zapsala dokonce v 197 případech (například 10.3.2017 0:26:00). Počet chyb je součet hodnot, které mám navíc ($3 \cdot 197$ a $1 \cdot 7$) snížený o hodnoty které mi naopak chybějí (747).

$$n_{ch} = 3 \cdot 197 + 1 \cdot 7 - 1 \cdot 747 = -173 \quad (5)$$

Kde:

n_{ch} ... Počet nesouhlasících údajů

Celkový počet $15040 + (-173) = 14867$. Vypočtený počet minut je 14882. Rozdíl je tedy 15 případů, kde se mi chybu nepodařilo určit. 173 odpovídá 1,15% z 15040, tedy těm 1,15% které chyběly v tabulce 5.4

5.2 Průběhy měrných spotřeb

Ze získaného souboru dat jsem vybral 10 úseků – 4 úseky, kdy byly v provozu kompresory 3; 5; 1 a 4 úseky kdy místo kompresoru 3 jel srovnávaný kompresor 6. Také jsem pro srovnání vybral 2 úseky kdy místo K1 jela K2.

Úsek	Datum	Období	Kompresory v provozu
1	13.3.2017	00:10 - 04:09	3; 5; 1
2	15.3.2017	16:30 - 20:29	3; 5; 1
3	18.3.2017	11:30 - 15:29	3; 5; 1
4	19.3.2017	18:00 - 21:59	3; 5; 1
5	15.3.2017	00:30 - 04:29	6; 5; 1
6	16.3.2017	18:00 - 21:59	6; 5; 1
7	17.3.2017	18:00 - 21:59	6; 5; 1
8	19.3.2017	04:00 - 7:59	6; 5; 1
9	10.3.2017	18:00 - 21:59	3; 5; 2
10	16.3.2017	9:40 - 13:39	6; 5; 2

Tabulka 5. 5. 10 sledovaných čtyřhodinových úseků

Získaný soubor dat jsem upravil, sečetl příkony jednotlivých kompresorů, čímž mi vznikl okamžitý příkon stanice P_{el} .

$$P_{el} = \sum P_{el\ i} \quad (6)$$

$$P_{el} = P_{el1} + P_{el2} + P_{el3} + P_{el4} + P_{el5} + P_{el6}$$

Kde:

$P_{el1} - P_{el6}$... Příkony šesti jednotlivých kompresorů [kW]

P_{el} ... Celkový příkon stanice [kW]

Pro stanovení měrných spotřeb jsem vybíral čtyřhodinové úseky, v nich jsem použil následující výpočet, který říká, kolik kW spotřebovala stanice na výrobu jednoho m^3_n stlačeného vzduchu a průběh zpracoval do grafů.

$$V_m = \frac{P_{el}}{\dot{V}_{vp}} \quad (7)$$

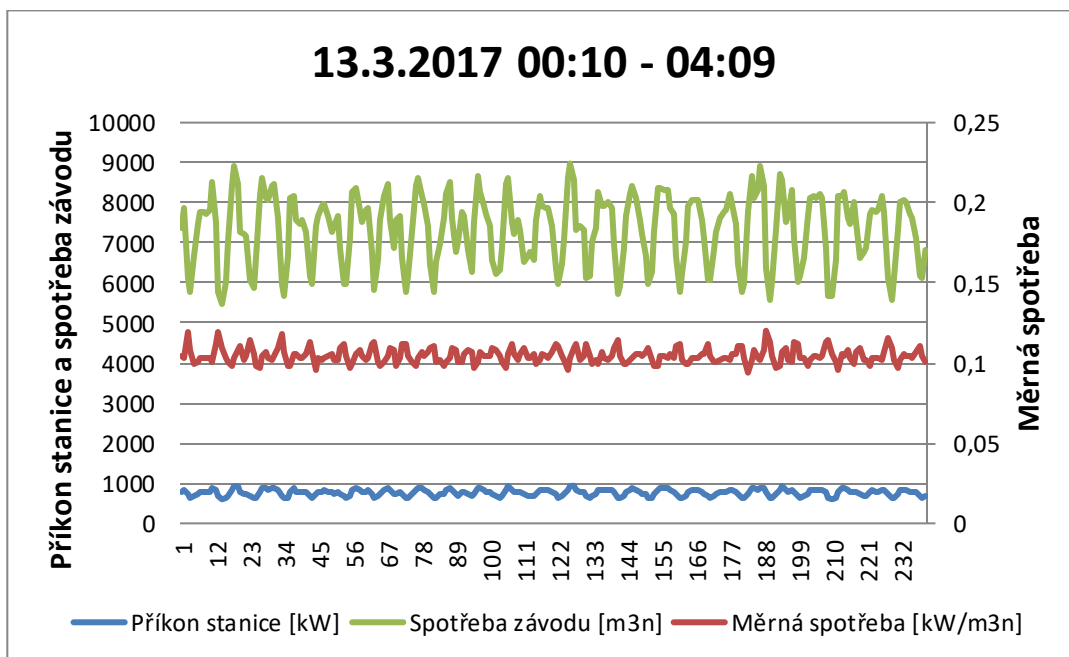
Kde:

V_m ... Měrná spotřeba v danou dobu [kW / m^3_n]

P_{el} ... Celkový příkon stanice [kW]

\dot{V}_{vp} ... Spotřeba závodu vyjádřená objemovým průtokem v místě měření [m^3_n / h]

5.2.1 Měrné spotřeby při provozu kompresorů 3, 5, 1

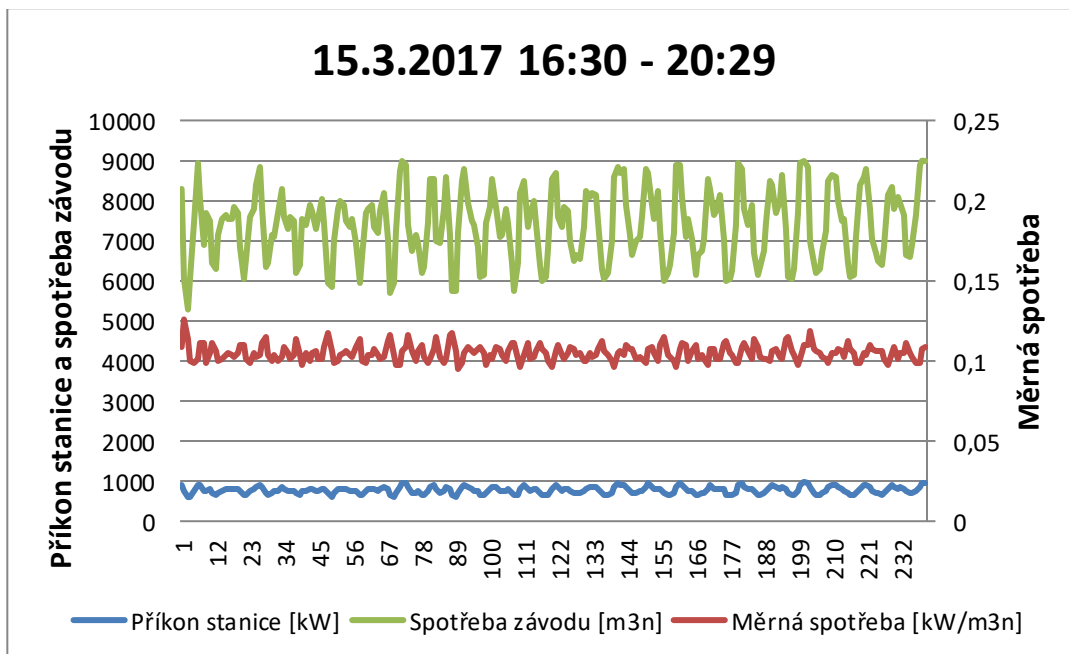


Obrázek 5. 1. Průběh spotřeb v úseku 13.3.2017 00:10 - 04:09

$$P_{el \text{ prům}} = 766 \text{ kW}$$

$$\dot{V}_{vp \text{ prům}} = 7340,794 \text{ m}_n^3 / \text{h}$$

$$V_m \text{ prům} = 0,105 \text{ kW} / \text{m}_n^3$$

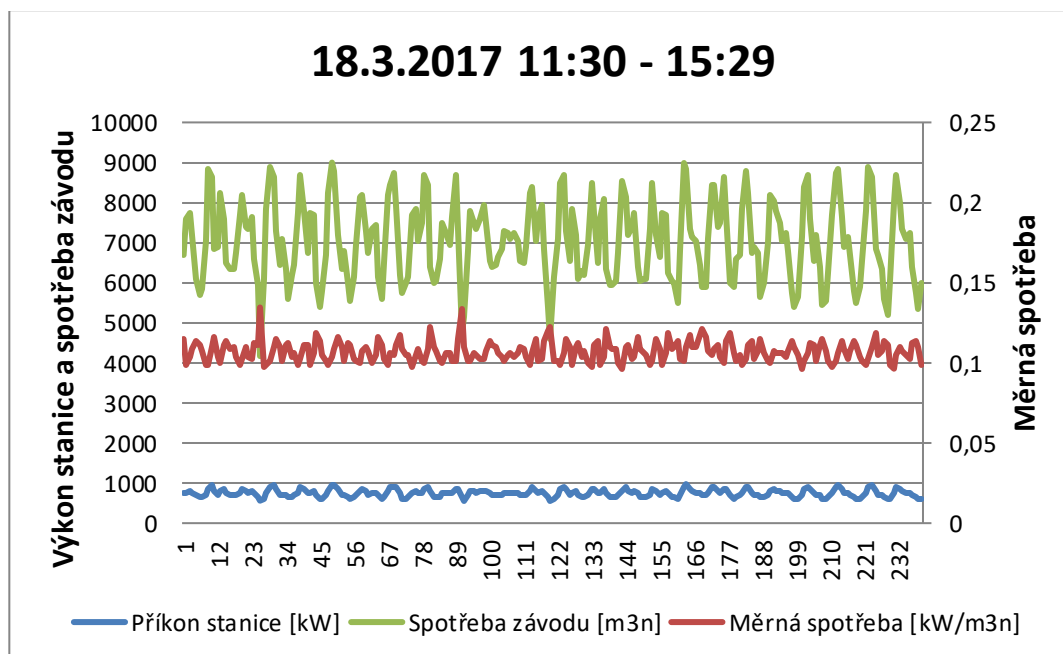


Obrázek 5. 2. Průběh spotřeb v úseku 15.3.2017 16:30 - 20:29

$$P_{el \text{ prům}} = 774 \text{ kW}$$

$$\dot{V}_{vp \text{ prům}} = 7391,549 \text{ m}_n^3 / \text{h}$$

$$V_m \text{ prům} = 0,105 \text{ kW} / \text{m}_n^3$$

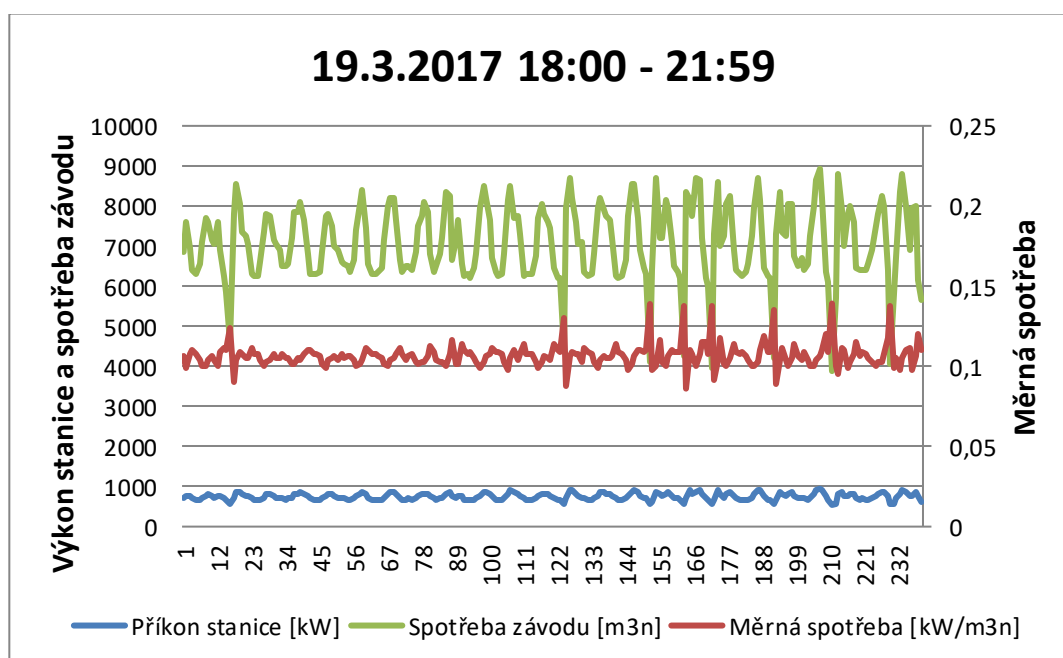


Obrázek 5. 3. Průběh spotřeb v úseku 18.3.2017 11:30 - 15:29

$$P_{el \text{ prům}} = 750 \text{ kW}$$

$$\dot{V}_{vp \text{ prům}} = 7034,502 \text{ m}^3 / \text{h}$$

$$V_m \text{ prům} = 0,107 \text{ kW} / \text{m}^3$$

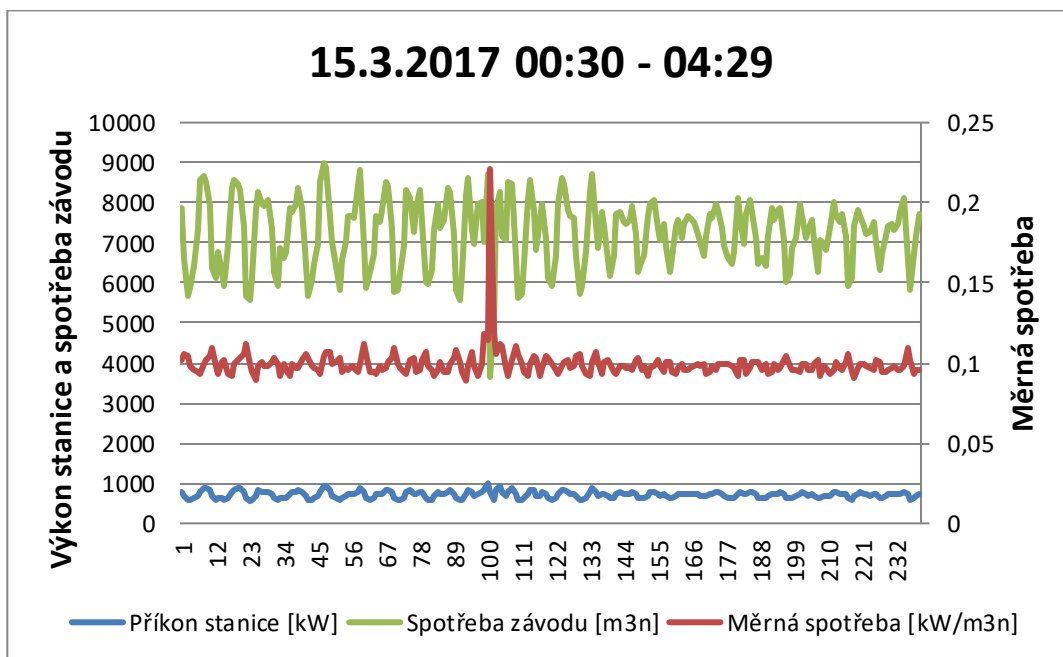


Obrázek 5. 4. Průběh spotřeb v úseku 19.3.2017 18:00 - 21:59

$$P_{el \text{ prům}} = 750 \text{ kW}$$

$$\dot{V}_{vp \text{ prům}} = 7068,260 \text{ m}^3 / \text{h}$$

$$V_m \text{ prům} = 0,107 \text{ kW} / \text{m}^3$$

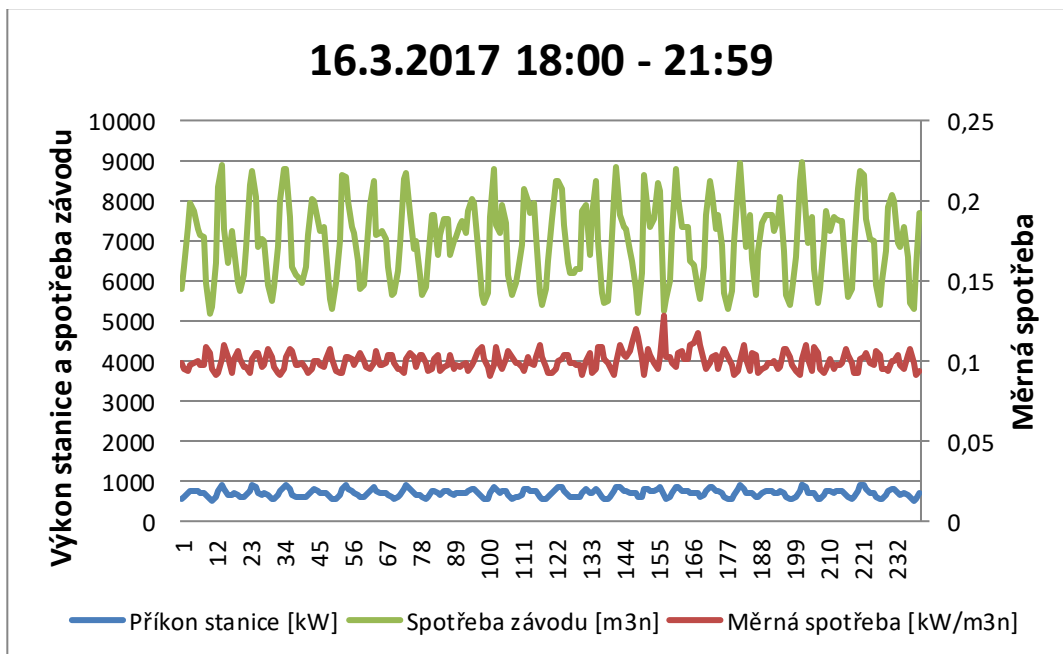


Obrázek 5. 5. Průběh spotřeb v úseku 15.3.2017 00:30 - 04:29

$$P_{el \text{ prům}} = 716 \text{ kW}$$

$$\dot{V}_{vp \text{ prům}} = 7233,244 \text{ m}^3 / \text{h}$$

$$V_m \text{ prům} = 0,099 \text{ kW} / \text{m}^3$$

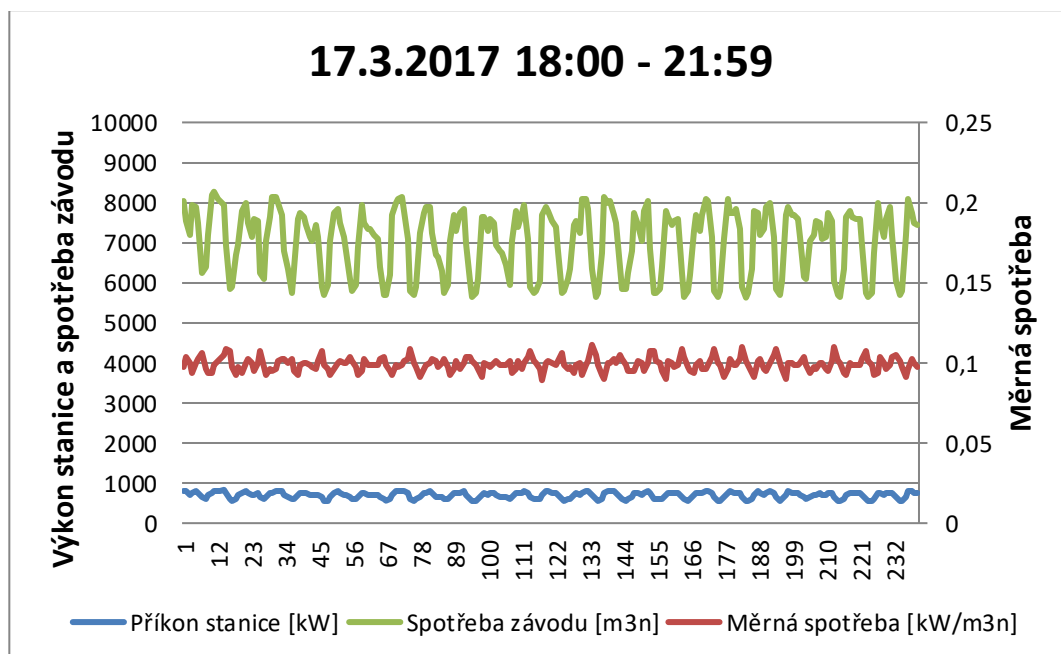


Obrázek 5. 6. Průběh spotřeb v úseku 16.3.2017 18:00 - 21:59

$$P_{el \text{ prům}} = 697 \text{ kW}$$

$$\dot{V}_{vp \text{ prům}} = 6995,990 \text{ m}^3 / \text{h}$$

$$V_m \text{ prům} = 0,100 \text{ kW} / \text{m}^3$$

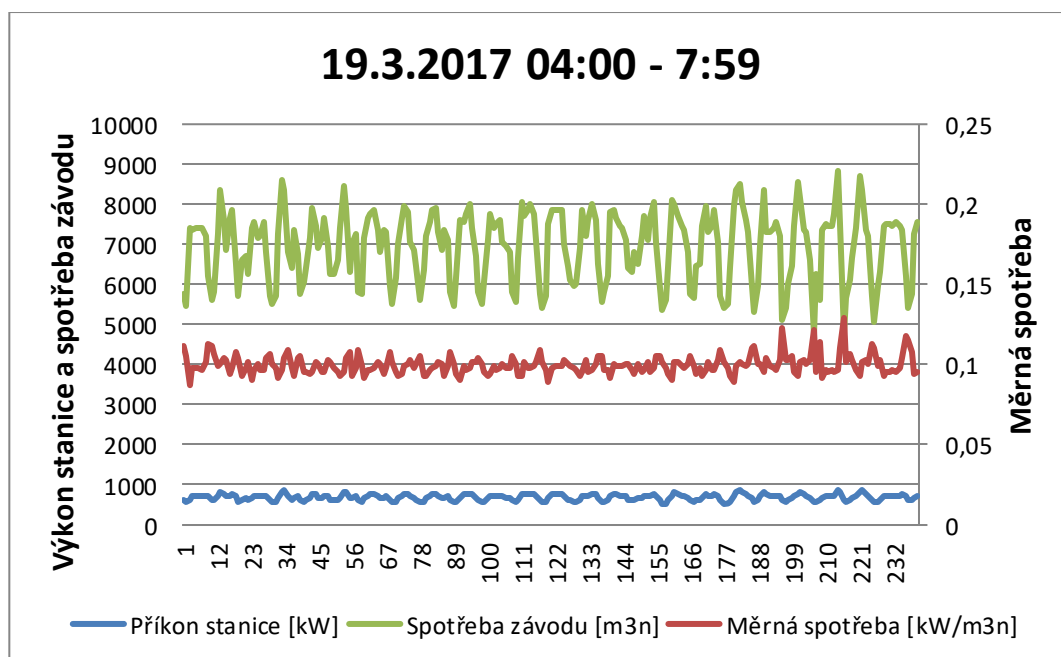


Obrázek 5. 7. Průběh spotřeb v úseku 17.3.2017 18:00 - 21:59

$$P_{el \text{ prům}} = 695 \text{ kW}$$

$$\dot{V}_{vp \text{ prům}} = 7018,324 \text{ m}_n^3 / \text{h}$$

$$V_m \text{ prům} = 0,099 \text{ kW} / \text{m}_n^3$$

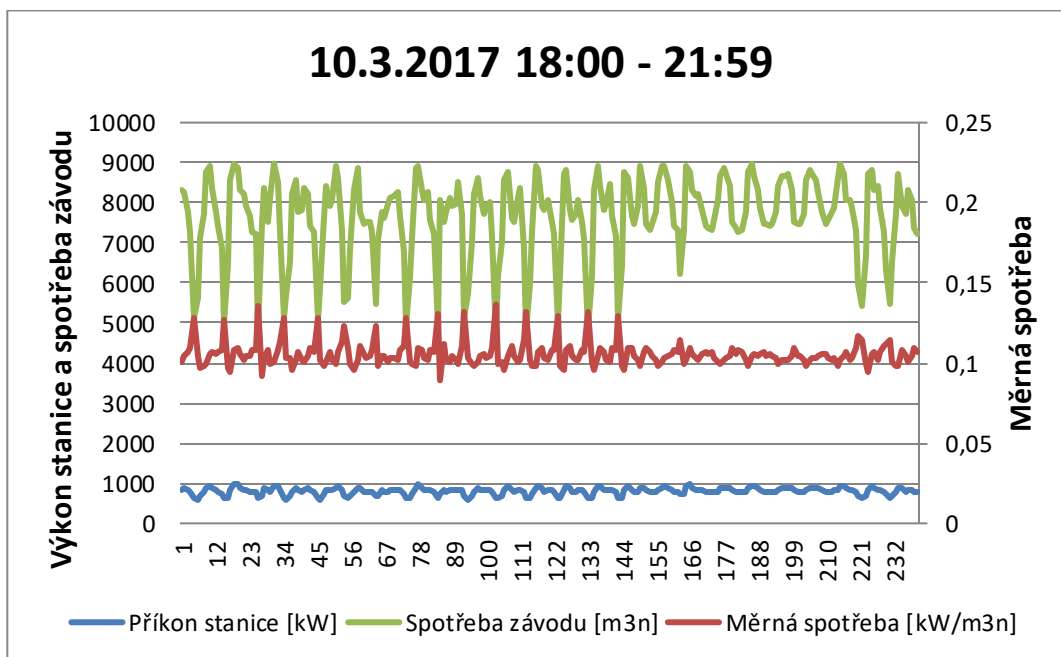


Obrázek 5. 8. Průběh spotřeb v úseku 19.3.2017 04:00 - 07:59

$$P_{el \text{ prům}} = 692 \text{ kW}$$

$$\dot{V}_{vp \text{ prům}} = 6955,494 \text{ m}_n^3 / \text{h}$$

$$V_m \text{ prům} = 0,100 \text{ kW} / \text{m}_n^3$$

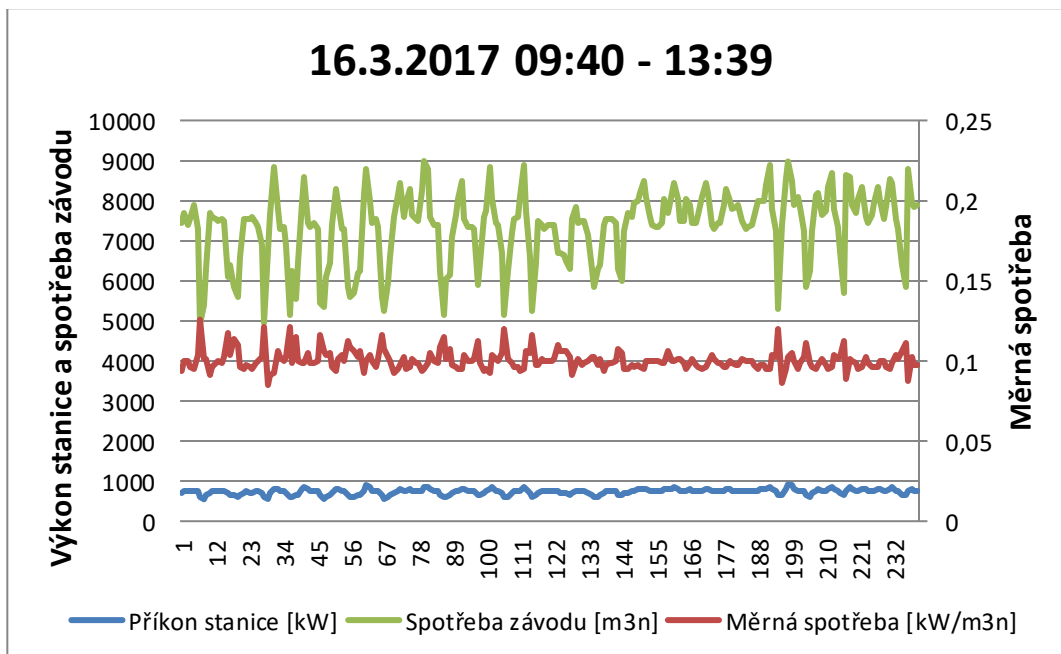


Obrázek 5. 9. Průběh spotřeb v úseku 10.3.2017 18:00 - 21:59

$$P_{el \text{ prům}} = 802 \text{ kW}$$

$$\dot{V}_{vp \text{ prům}} = 7645,032 \text{ m}_n^3 / \text{h}$$

$$V_m \text{ prům} = 0,106 \text{ kW} / \text{m}_n^3$$



Obrázek 5. 10. Průběh spotřeb v úseku 16.3.2017 09:40 - 13:39

$$P_{el \text{ prům}} = 734 \text{ kW}$$

$$\dot{V}_{vp \text{ prům}} = 7349,825 \text{ m}_n^3 / \text{h}$$

$$V_m \text{ prům} = 0,100 \text{ kW} / \text{m}_n^3$$

5.2.4 Srovnání měrných spotřeb v daných úsecích

Úsek	Příkon stanice [kW]	Měrná spotřeba [kW/m ³ _n]	Spotřeba závodu [m ³ _n]
1	766	0,105	7340,794
2	774	0,105	7391,549
3	750	0,107	7034,502
4	750	0,107	7068,260
Ø	760	0,106	7208,776

Tabulka 5. 6. Zprůměrovaná data získaná při provozu kompresorů 3, 5, 1

Úsek	Příkon stanice [kW]	Měrná spotřeba [kW/m ³ _n]	Spotřeba závodu [m ³ _n]
5	716	0,099	7233,244
6	697	0,100	6995,990
7	695	0,099	7018,324
8	692	0,100	6955,494
Ø	700	0,0995	7050,763

Tabulka 5. 7. Zprůměrovaná data získaná při provozu kompresorů 6, 5, 1

Srovnáním těchto měrných spotřeb zjistíme průměrný procentní rozdíl při provozu kombinace kompresoru 5, 1 a k nim 3 nebo 6.

$$d_{vm1} = 1 - \frac{0,0995}{0,106} = 6 \% \quad (8)$$

Srovnání jediných nalezených čtyřhodinových úseků při provozu kombinace 5, 2 a 3 nebo 6

Úsek	Příkon stanice [kW]	Měrná spotřeba [kW/m ³ _n]	Spotřeba závodu [m ³ _n]
9	802	0,105	7645,032
10	734	0,100	7349,825

Tabulka 5. 8. Zprůměrovaná data získaná při provozu kompresorů 3, 5, 2 a 6, 5, 2

$$d_{vm2} = 1 - \frac{0,100}{0,105} = 5 \% \quad (9)$$

6 Vliv snížení teploty vzduchu v sání na provoz kompresorů

V následující části jsem z naměřených hodnot stanovil podmínky v sání kompresorů a stanovil jejich izotermickou a izoentropickou účinnost. Objemové množství nasávaného vzduchu, které je dáno konstrukcí kompresorů, jsem považoval za neměnné a dopočítal tak množství vyráběného stlačeného vzduchu při změně teploty v sání. V takovém případě se v závislosti na teplotě vzduchu v sání mění dopravovaný hmotnostní tok, který ovlivňuje velikosti vynakládaných kompresních prací, příkonů a tím i velikost účinností. Pro vyjádření změny účinnosti bych tak potřeboval znát i změnu elektrického příkonu kompresorů.

Do následujících výpočtů jsem teplotu nasávaného vzduchu zjistil z přílohy 8, kde jsou uvedeny teploty vzduchu v kompresorovně, což jsou zároveň teploty nasávaného vzduchu. Za tlak v sání, jsem považoval tlak barometrický, který se v dané lokalitě pohyboval kolem hodnoty 98000 Pa (zjištěno z údajů ČHMÚ [11]). Za absolutní výstupní tlak jsem považoval průměr hodnot naměřeného přetlaku ve stejných obdobích, v jakých jsem sledoval měrnou spotřebu (viz. Kapitola 5), navýšený o tlak barometrický a teplota vzduchu v místě měření vírovým průtokoměrem byla stanovena na 20 °C. [2]

Poté jsem celý výpočet provedl pro teplotu vzduchu na sání kompresorů sníženou o 10°C. Všechny výpočty jsou provedeny v příloze 6 a 2

6.1 Vzorový výpočet pro 15.3.2017 00:30 - 04:29

A. Objemový průtok v místě měření při provozních podmínkách \dot{V}_{vp}

$$\begin{aligned}\dot{V}_{vp} &= \dot{V}_n \cdot \frac{P_n}{T_n} \cdot \frac{T_{vp}}{P_{vp}} \\ \dot{V}_{vp} &= 2,01 \cdot \frac{101325}{273,15} \cdot \frac{293,15}{677174} \\ \dot{V}_{vp} &= 0,323 \text{ m}^3/\text{s}\end{aligned}\tag{10}$$

Kde:

\dot{V}_n ... Objemový průtok v normálních podmínkách [m^3/s]

P_n ... Barometrický tlak v normálních podmínkách [Pa]

T_n ... Termodynamická teplota v normálních podmínkách [K]

T_{vp} ... Termodynamická teplota v místě měření při provozních podmínkách [K]

P_{vp} ... Tlak v místě měření při provozních podmínkách [Pa]

B. Hmotnostní průtok v místě měření \dot{m}_{vp}

$$\dot{m}_{vp} = \frac{P_{vp} \cdot \dot{V}_{vp}}{r \cdot T_{vp}} = \dot{m}_s \quad (11)$$

$$\dot{m}_{vp} = \frac{677174 \cdot 0,323}{287 \cdot 293,15} = \dot{m}_s$$

$$\dot{m}_{vp} = 2,597 \text{ kg/s}$$

Kde:

P_{vp} ... Tlak v místě měření při provozních podmínkách [Pa]

\dot{V}_{vp} ... Objemový průtok v místě měření při provozních podmínkách [m^3/s]

r ... Měrná plynová konstanta [$\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$]

T_{vp} ... Termodynamická teplota v místě měření při provozních podmínkách [K]

C. Objemový průtok v sání \dot{V}_s

$$\dot{V}_s = \frac{\dot{m}_{vp}}{\rho_s} \quad (12)$$

$$\rho_s = \frac{P_s}{r \cdot T_s} \quad (13)$$

$$\rho_s = \frac{98000}{287 \cdot 297,55}$$

$$\rho_s = 1,148 \text{ kg/m}^3$$

$$\dot{V}_s = \frac{2,597}{1,148}$$

$$\dot{V}_s = 2,263 \text{ m}^3/\text{s}$$

Kde:

\dot{m}_{vp} ... Hmotnostní průtok v místě měření při provozních podmínkách [kg/s]

ρ_s ... Hustota nasávaného vzduchu [kg/m^3]

P_s ... Tlak nasávaného vzduchu [Pa]

r ... Měrná plynová konstanta [$\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$]

T_s ... Termodynamická teplota v sání [K]

D. Izotermická práce A_{it}

$$A_{it} = \dot{m}_s \cdot r \cdot T_s \cdot \ln \sigma \quad (14)$$

$$A_{it} = 2,597 \cdot 287 \cdot 297,55 \cdot \ln 6,91$$

$$A_{it} = 428,68 \text{ kW}$$

Kde:

\dot{m}_s ... Hmotnostní průtok v sání [kg/s]

r ... Měrná plynová konstanta [J/(kg*K)]

T_s ... Termodynamická teplota v sání [K]

σ ... Kompresní poměr [-]

E. Izotermická účinnost kompresorů η_{it}

$$\begin{aligned}\eta_{it} &= \frac{A_{it}}{P_{el}} \\ \eta_{it} &= \frac{428,68}{715,77} \\ \eta_{it} &= 59,89 \%\end{aligned}\tag{15}$$

Kde:

A_{it} ... Izotermická práce [kW]

P_{el} ... Celkový příkon stanice [kW]

F. Izoentropická práce A_{ie}

$$\begin{aligned}A_{ie} &= \dot{m}_s \cdot \frac{\chi}{\chi - 1} \cdot r \cdot T_s \cdot (\sigma^{\frac{\chi-1}{\chi}} - 1) \\ A_{ie} &= 2,597 \cdot \frac{1,4}{1,4 - 1} \cdot 287 \cdot 297,55 \cdot (6,91^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1) \\ A_{ie} &= 572,21 \text{ kW}\end{aligned}\tag{16}$$

Kde:

\dot{m}_s ... Hmotnostní průtok v sání [kg/s]

χ ... Adiabatický exponent

r ... Měrná plynová konstanta [J/(kg*K)]

T_s ... Termodynamická teplota v sání [K]

σ ... Kompresní poměr [-]

G. Izoentropická účinnost kompresorů η_{ie}

$$\begin{aligned}\eta_{ie} &= \frac{A_{ie}}{P_{el}} \\ \eta_{ie} &= \frac{572,21}{715,77} \\ \eta_{ie} &= 79,97 \%\end{aligned}\tag{17}$$

Kde:

A_{ie} ... Izoentropická práce [kW]

P_{el} ... Celkový příkon stanice [kW]

H. Hmotnostní tok v sání při snížení teploty v sání o 10 °C \dot{m}_{s10}

$$\begin{aligned}\dot{m}_{s10} &= \dot{V}_s \cdot \rho_{s10} \\ \rho_{s10} &= \frac{P_s}{r \cdot (T_s - 10)} \\ \rho_{s10} &= \frac{98000}{287 \cdot (297,55 - 10)} \\ \rho_{s10} &= 1,187 \text{ kg/m}^3 \\ \dot{m}_{s10} &= 2,263 \cdot 1,187 \\ \dot{m}_{s10} &= 2,687 \text{ m}^3/\text{s}\end{aligned}\tag{18}$$

Kde:

\dot{V}_s ... Objemový průtok v sání [m^3/s]

ρ_{s10} ... Hustota nasávaného vzduchu ochlazeného o 10°C [kg/m^3]

P_s ... Tlak nasávaného vzduchu [Pa]

r ... Měrná plynová konstanta [$\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$]

T_s ... Termodynamická teplota v sání [K]

I. Objemový průtok v měřicím místě při snížení teploty v sání o 10 °C \dot{V}_{vp10}

$$\begin{aligned}\dot{V}_{vp10} &= \frac{\dot{m}_{s10} \cdot r \cdot T_{vp}}{P_{vp}} \\ \dot{V}_{vp10} &= \frac{2,687 \cdot 287 \cdot 297,15}{677174} \\ \dot{V}_{vp10} &= 0,334 \text{ m}^3/\text{s}\end{aligned}\tag{19}$$

Kde:

\dot{m}_{s10} ... Hmotnostní tok v sání při snížení teploty v sání o 10 °C [kg/s]

r ... Měrná plynová konstanta [$\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$]

T_{vp} ... Termodynamická teplota v místě měření při provozních podmínkách [K]

P_{vp} ... Tlak v místě měření při provozních podmínkách [Pa]

J. Objemový průtok v měřicím místě přepočtený na normální podmínky \dot{V}_{10N}

$$\begin{aligned}\dot{V}_{10N} &= \dot{V}_{vp10} \cdot \frac{P_{vp}}{P_n} \cdot \frac{T_n}{T_{vp}} \\ \dot{V}_{10N} &= 0,334 \cdot \frac{677174}{101325} \cdot \frac{273,15}{293,15} \\ \dot{V}_{10N} &= 2,079 \text{ m}^3/\text{s}\end{aligned}\tag{20}$$

Kde:

\dot{V}_{vp10} ... Objemový průtok v měřicím místě při snížení teploty o 10 °C [m³/s]

P_n ... Barometrický tlak [Pa]

T_n ... Termodynamická teplota v normálních podmínkách [K]

T_{vp} ... Termodynamická teplota v místě měření při provozních podmínkách [K]

P_{vp} ... Tlak v místě měření při provozních podmínkách [Pa]

6.2 Tabelování výpočtů

Úsek	\dot{V}_{vp} [m ³ /s]	\dot{m}_{vp} [kg/s]	\dot{V}_s [m ³ /s]	\dot{m}_{s10} [kg/s]	\dot{V}_{p10} [m ³ /s]	\dot{V}_{10N} [m ³ _n /s]
1	0,327	2,636	2,299	2,727	0,339	2,110
2	0,329	2,654	2,315	2,746	0,341	2,125
3	0,313	2,526	2,216	2,613	0,324	2,021
4	0,314	2,538	2,210	2,626	0,325	2,032
Ø	0,321	2,588	2,260	2,678	0,332	2,072

Tabulka 6. 1. Vypočtené hmotnostní a objemové průtoky kompresorů 3,5,1

Úsek	A_{it} [kW]	η_{it} [%]	A_{ie} [kW]	η_{ie} [%]
1	435,527	56,846	581,375	75,883
2	438,936	56,675	586,087	75,675
3	420,516	56,090	561,595	74,908
4	419,699	55,972	560,669	74,772
Ø	428,669	56,396	572,432	75,310

Tabulka 6. 2. Vypočtené práce a účinnosti kompresorů 3,5,1

Úsek	\dot{V}_{vp} [m ³ /s]	\dot{m}_{vp} [kg/s]	\dot{V}_s [m ³ /s]	\dot{m}_{s10} [kg/s]	\dot{V}_{p10} [m ³ /s]	\dot{V}_{10N} [m ³ _n /s]
1	0,323	2,597	2,263	2,687	0,334	2,079
2	0,312	2,512	2,195	2,599	0,323	2,011
3	0,312	2,520	2,211	2,607	0,323	2,017
4	0,310	2,497	2,175	2,584	0,321	1,999
Ø	0,314	2,531	2,211	2,619	0,325	2,026

Tabulka 6. 3. Vypočtené hmotnostní a objemové průtoky kompresorů 6,5,1

Úsek	A_{it} [kW]	η_{it} [%]	A_{ie} [kW]	η_{ie} [%]
5	428,676	59,890	572,215	79,944
6	416,095	59,683	555,512	79,680
7	419,589	60,404	560,374	80,671
8	412,039	59,581	550,049	79,537
Ø	419,100	59,890	559,537	79,958

Tabulka 6. 4. Vypočtené práce a účinnosti kompresorů 6,5,1

6.3 Výpočet účinnosti kompresorů při sání chladnějšího vzduchu

Při srovnání objemových průtoků \dot{V}_N a \dot{V}_{10N} vidíme rozdíl kolem 3,5%. Z toho lze zjistit příkon při chladnějším vzduchu na sání. V pozorovaných úsecích za provozu trojice kompresorů 6; 5; 1 byl průměrný příkon 700kW (tabulka). Při tomto příkonu je stanice teoreticky schopna stlačovat a dopravovat vyšší objem chladnějšího vzduchu (7295,374 m³/h) jenže nepotřebují vyšší objemový průtok, ale nižší příkon. Pro dosažení stejného objemového průtoky (7050,763 m³/h) mi tedy stačí o těch cca 3,4% nižší příkon. Poté spočteme izotermickou a izoentropickou účinnost. Provedl jsem orientační výpočet, jak by se změnila izotermická a izoentropická práce a změna byla menší jak 0,01, proto jsem ji zanedbal a dosadil do účinností původní práce (resp. jejich průměrné hodnoty ve všech čtyřech úsecích).

6.3.1 Výpočet pro průměrné hodnoty ze sledovaných úseků provozu kompresorů 3;5;1

Hodnoty použité pro výpočet lze dohledat v tabulce 5. 6. ($\dot{V}_N, P_{el\text{ prům}}$) v tabulce 6. 1 (\dot{V}_{10N} přepočtený z m³/s na m³/h) a v tabulce 6. 2. ($A_{it}, \eta_{it}, A_{ie}, \eta_{ie}$)

- a. Poměr objemového průtoky ku průtoky při snížení teploty v sání o 10 °C

$$\frac{\dot{V}_N}{\dot{V}_{10N}} = \frac{7208,776}{7458,939} = 0,966 \quad (21)$$

Kde:

\dot{V}_{10N} ... Objemový průtok při snížení teploty v sání o 10 °C [m³/h]

\dot{V}_N ... Objemový průtok v měřicím místě v normálních podmínkách [m³/h]

- b. Příkon stanice při sání vzduchu o snížené teplotě o 10 °C

$$P_{el\ T-10} = P_{el\ prům} \cdot \frac{\dot{V}_N}{\dot{V}_{10N}} = 760 \cdot 0,966 \quad (22)$$

$$P_{el\ T-10} = P_{el\ prům} \cdot \frac{\dot{V}_N}{\dot{V}_{10N}} = 760 \cdot 0,966$$

$$P_{el\ T-10} = 734,55\text{ kW}$$

Kde:

$P_{el\ prům}$... Celkový průměrný příkon stanice [kW]

\dot{V}_{10N} ... Objemový průtok při snížení teploty v sání o 10 °C [m³/h]

\dot{V}_N ... Objemový průtok v měřicím místě v normálních podmínkách [m³/h]

c. Izotermická účinnost kompresorů při nižší teplotě η_{itT-10}

$$\begin{aligned}\eta_{itT-10} &= \frac{A_{it}}{P_{el\ T-10}} \\ \eta_{itT-10} &= \frac{428,67}{734,55} \\ \eta_{itT-10} &= 58,36 \%\end{aligned}\tag{23}$$

Kde:

A_{it} ... Izotermická práce [kW]

$P_{el\ T-10}$... Celkový příkon stanice při snížení teploty v sání o 10 °C [kW]

d. Izoentropická účinnost kompresorů při snížení nižší teplotě η_{ieT-10}

$$\begin{aligned}\eta_{ieT-10} &= \frac{A_{ie}}{P_{el\ T-10}} \\ \eta_{ieT-10} &= \frac{572,43}{734,55} \\ \eta_{ieT-10} &= 77,93 \%\end{aligned}\tag{24}$$

Kde:

A_{ie} ... Izoentropická práce [kW]

$P_{el\ T-10}$... Celkový příkon stanice při snížení teploty v sání o 10 °C [kW]

e. Rozdíl účinností d_{it}, d_{ie}

$$\begin{aligned}d_{it} &= \eta_{itT-10} - \eta_{it} \\ d_{it} &= 58,36 - 56,40 \\ d_{it} &= 1,96 \%\end{aligned}\tag{25}$$

$$\begin{aligned}d_{ie} &= \eta_{ieT-10} - \eta_{ie} \\ d_{ie} &= 77,93 - 75,31 \\ d_{ie} &= 2,62 \%\end{aligned}\tag{26}$$

Kde:

η_{itT-10} ... Izotermická účinnost kompresorů při nižší teplotě [-]

η_{it} ... Izoentropická účinnost kompresorů při původní teplotě [-]

η_{ieT-10} ... Izoentropická účinnost kompresorů při nižší teplotě [-]

η_{ie} ... Izoentropická účinnost kompresorů při původní teplotě [-]

6.3.2 Výpočet pro průměrné hodnoty ze sledovaných úseků provozu kompresorů 6;5;1

Hodnoty použité pro výpočet lze dohledat v tabulce 5. 7. ($\dot{V}_N, P_{el\text{ prům}}$) v tabulce 6. 3 (\dot{V}_{10N} přepočtený z m^3/s na m^3/h) a v tabulce 6. 4. ($A_{it}, \eta_{it}, A_{ie}, \eta_{ie}$)

- a. Poměr objemového průtoku ku průtoku při snížení teploty v sání o 10 °C

$$\frac{\dot{V}_N}{\dot{V}_{10N}} = \frac{7050,763}{7295,374} = 0,966$$

\dot{V}_{10N} ... Objemový průtok při snížení teploty v sání o 10 °C [m^3/h]

\dot{V}_N ... Objemový průtok v měřicím místě v normálních podmínkách [m^3/h]

- b. Příkon stanice při sání vzduchu o snížené teplotě o 10 °C

$$P_{el\text{ T-10}} = P_{el\text{ prům}} \cdot \frac{\dot{V}_N}{\dot{V}_{10N}} = 700 \cdot 0,966$$

$$P_{el\text{ T-10}} = 676,32 \text{ kW}$$

Kde:

$P_{el\text{ prům}}$... Celkový průměrný příkon stanice [kW]

\dot{V}_{10N} ... Objemový průtok při snížení teploty v sání o 10 °C [m^3/h]

\dot{V}_N ... Objemový průtok v měřicím místě v normálních podmínkách [m^3/h]

- c. Izotermická účinnost kompresorů při nižší teplotě $\eta_{it\text{ T-10}}$

$$\eta_{it\text{ T-10}} = \frac{A_{it}}{P_{el\text{ T-10}}}$$

$$\eta_{it\text{ T-10}} = \frac{419,10}{676,32}$$

$$\eta_{it\text{ T-10}} = 61,67 \%$$

Kde:

A_{it} ... Izotermická práce [kW]

$P_{el\text{ T-10}}$... Celkový příkon stanice při snížení teploty v sání o 10 °C [kW]

- d. Izoentropická účinnost kompresorů při snížení nižší teplotě $\eta_{ie\text{ T-10}}$

$$\eta_{ie\text{ T-10}} = \frac{A_{ie}}{P_{el\text{ T-10}}}$$

$$\eta_{ieT-10} = \frac{559,54}{676,32}$$

$$\eta_{ieT-10} = 82,73 \%$$

Kde:

A_{ie} ... Izoentropická práce [kW]

$P_{el T-10}$... Celkový příkon stanice při snížení teploty v sání o 10 °C [kW]

e. Rozdíl účinností d_{it}, d_{ie}

$$d_{it} = \eta_{itT-10} - \eta_{it}$$

$$d_{it} = 61,97 - 59,89$$

$$d_{it} = 2,08 \%$$

$$d_{ie} = \eta_{ieT-10} - \eta_{ie}$$

$$d_{ie} = 82,73 - 79,96$$

$$d_{ie} = 2,77 \%$$

Kde:

η_{itT-10} ... Izotermická účinnost kompresorů při nižší teplotě [-]

η_{it} ... Izoentropická účinnost kompresorů při původní teplotě [-]

η_{ieT-10} ... Izoentropická účinnost kompresorů při nižší teplotě [-]

η_{ie} ... Izoentropická účinnost kompresorů při původní teplotě [-]

Vidíme, že izotermická účinnost vzrostla v obou případech o zhruba 2% a izoentropická účinnost vzrostla o 2,62 v případě kombinace 3; 5; 1 a 2,77 % u 6; 5; 1.

Níže, v podkapitole 7.2, jsem provedl orientační výpočet finanční úspory v případě nasávání chladnějšího vzduchu.

7 Finanční zhodnocení roční úspory energie

7.1 Finanční úspora nahrazením kompresoru 3 kompresorem s parametry kompresoru 6

Zpracované údaje zaznamenané v tabulce 5.1 použiji k výpočtu možné úspory elektrické energie, potřebné na provoz kompresorů. Vypočetl jsem si průměr dosahovaných příkonů bez nulových hodnot a ten použil pro výpočet (lze nalézt v příloze 2 na listu „pod 20“, buňky D2 a G2) Pro cenu elektrické energie jsem počítal s hodnotou 1280 Kč za megawatthodinu neboli 1,28Kč za kilowatthodinu, což je průměrná roční cena v Biocelu.

$$n_{di} = \frac{n_{\%ri}}{100} \cdot 365 \quad (27)$$

$$n_{hi} = n_{di} \cdot 24 \quad (28)$$

$$P_{el\ i,r} = P_{el\ i,prům} \cdot n_{hi} \quad (29)$$

$$C_{6\ i} = P_{el\ i,r} \cdot C_{kwh} \quad (30)$$

7.1.1 Roční náklady na provoz kompresoru K6

$$n_{d6} = \%K6 \cdot 365 = \frac{49,24}{100} \cdot 365$$
$$n_{d6} = 179,73 \text{ dní}$$

$$n_{h6} = n_{d6} \cdot 24 = 179,73 \cdot 24$$
$$n_{h6} = 4313,60 \text{ h}$$

$$P_{el6,r} = P_{el6,prům} \cdot n_{h6} = 329,97 \cdot 4313,60$$
$$P_{el6,r} = 1423352,06 \text{ kWh}$$

$$C_{6r} = P_{el6,r} \cdot C_{kwh} = 1423352,06 \cdot 1,28$$
$$C_{6r} = 1821890,64 \text{ Kč}$$

Kde:

n_{d6} ... Počet dní, kdy je K6 v provozu [dny]

n_{h6} ... Počet hodin, kdy je K6 v provozu [h]

$P_{el6,r}$... Roční příkon K6 [kWh]

$P_{el6,prům}$... Průměr dosahovaného příkonu K6 v provozu [kW]

C_{6r} ... Roční cena elektrické energie na provoz K6 [Kč]

C_{kwh} ... Cena za 1kWh

7.1.2 Roční náklady na provoz kompresoru K3

$$n_{d3} = \%K3 \cdot 365 = \frac{41,98}{100} \cdot 365$$
$$n_{d3} = 153,23 \text{ dní}$$

$$n_{h3} = n_{d3} \cdot 24 = 153,23 \cdot 24$$
$$n_{h3} = 3677,57 \text{ h}$$

$$P_{el3,r} = P_{el3,prům} \cdot n_{h3} = 348,90 \cdot 3677,57$$
$$P_{el3,r} = 1283091,30 \text{ kWh}$$

$$C_{3r} = P_{el3,r} \cdot C_{kwh} = 1283091,30 \cdot 1,28$$
$$C_{3r} = 1642356,86 \text{ Kč}$$

Kde:

n_{d3} ... Počet dní, kdy je K3 v provozu [dny]

n_{h3} ... Počet hodin, kdy je K3 v provozu [h]

$P_{el3,r}$... Roční příkon K3 [kWh]

$P_{el3,prům}$... Průměr dosahovaného příkonu K3 v provozu [kW]

C_{3r} ... Roční cena elektrické energie na provoz K3 [Kč]

C_{kwh} ... Cena za 1kWh

7.1.3 Roční náklady na provoz kompresoru K3 s parametry K6

$$P_{el3,6,r} = P_{el6,prům} \cdot n_{h3} = 329,97 \cdot 3677,57$$
$$P_{el3,6,r} = 1213481,62 \text{ kWh}$$

$$C_{3,6r} = P_{el3,6,r} \cdot C_{kwh} = 1213481,62 \cdot 1,28$$
$$C_{3,6r} = 1553256,48 \text{ Kč}$$

Kde:

n_{h3} ... Počet hodin, kdy je K3 v provozu [h]

$P_{el3,6,r}$... Roční příkon teoretického K3 = roční příkon K6 [kWh]

$P_{el6,prům}$... Průměr dosahovaného příkonu K6 v provozu [kW]

$C_{3,6r}$... Roční cena elektrické energie na provoz K3 s parametry K6 [Kč]

C_{kwh} ... Cena za 1kWh

Úspora ročně

$$C_{ur} = C_{3r} - C_{3,6r} = 1642356,86 - 1553256,48$$
$$C_{ur} = 89100,38 \text{ Kč}$$

Kde:

C_{ur} ... Roční úspora elektrické energie na provoz K3 [Kč]

$C_{3,6r}$... Roční cena elektrické energie na provoz K3 s parametry K6 [Kč]

C_{3r} ... Roční cena elektrické energie na provoz K3 [Kč]

Roční úspora v případě nahrazení kompresoru 3 novějším kompresorem stejného typu, dosahujícím parametrů kompresoru číslo 6 je pouhých 89100 Kč, Vezmeme-li do úvahy cenu kolem 3 000 000 Kč, investice by se nevrátila ani za 30let, proto jsou parametry kompresoru 3 stále dostačující.

7.2 Finanční úspora nasáváním chladnějšího vzduchu

7.2.1 Roční úspora při provozu kombinace 3;5;1

$$n_{d351} = \%K351 \cdot 365 = \frac{16,59}{100} \cdot 365$$
$$n_{d351} = 60,55 \text{ dní}$$

$$n_{h351} = n_{d351} \cdot 24 = 60,55 \cdot 24$$
$$n_{h351} = 1453,28 \text{ h}$$

$$P_{el351,r} = P_{el351,prům} \cdot n_{h351} = 760 \cdot 1453,28$$
$$P_{el351,r} = 1104559,42 \text{ kWh}$$

$$C_{351,r} = P_{el351,r} \cdot C_{kwh} = 1104559,42 \cdot 1,28$$
$$C_{351,r} = 1413836,06 \text{ Kč}$$

$$P_{el351,r,T-10} = P_{el351,prům,T-10} \cdot n_{h351} = 734 \cdot 1453,28$$
$$P_{el351,r} = 1067514,05 \text{ kWh}$$

$$C_{351,r,T-10} = P_{el351,r,T-10} \cdot C_{kwh} = 1067514,05 \cdot 1,28$$
$$C_{351,r} = 1366417,98 \text{ Kč}$$

$$C_{ur} = C_{351,r} - C_{351,r,T-10} = 1413836,06 - 1366417,98$$
$$C_{ur351} = 47418,08 \text{ Kč}$$

Kde:

n_{d351} ... Počet dní, kdy je kombinace 3;5;1 v provozu [dny]

n_{h351} ... Počet hodin, kdy je kombinace 3;5;1 v provozu [h]

$P_{el351,r}$... Roční příkon kombinace 3;5;1 [kWh]

$P_{el351,prům}$... Průměr dosahovaného příkonu kombinace 3;5;1 v provozu [kW]

$C_{351,r}$... Roční cena elektrické energie na provoz kombinace 3;5;1 [Kč]

C_{kwh} ... Cena za 1kWh [Kč]

$P_{el351,r,T-10}$... Roční příkon kombinace 3;5;1 [kWh]

$P_{el351,prům,T-10}$... Průměr dosahovaného příkonu kombinace 3;5;1 při T-10 [kW]

$C_{351r,T-10}$... Roční cena za energii na provoz kombinace 3;5;1 při T-10 [Kč]

C_{ur351} ... Roční úspora elektrické energie na provoz kombinace 3;5;1 [Kč]

7.2.2 Roční úspora při provozu kombinace 6;5;1

$$n_{d651} = \%K651 \cdot 365 = \frac{33,53}{100} \cdot 365$$
$$n_{d651} = 122,38 \text{ dní}$$

$$n_{h651} = n_{d651} \cdot 24 = 122,38 \cdot 24$$
$$n_{h651} = 2937,23 \text{ h}$$

$$P_{el651,r} = P_{el651,prům} \cdot n_{h651} = 700 \cdot 2937,23$$
$$P_{el651,r} = 2055435,44 \text{ kWh}$$

$$C_{651,r} = P_{el651,r} \cdot C_{kwh} = 2055435,44 \cdot 1,28$$
$$C_{651,r} = 2630957,36 \text{ Kč}$$

$$P_{el651,r,T-10} = P_{el651,prům,T-10} \cdot n_{h651} = 673 \cdot 2937,23$$
$$P_{el651,r} = 1986517,53 \text{ kWh}$$

$$C_{651,r,T-10} = P_{el651,r,T-10} \cdot C_{kwh} = 1986517,53 \cdot 1,28$$
$$C_{651,r} = 2542742,44 \text{ Kč}$$

$$C_{ur} = C_{651,r} - C_{651,r,T-10} = 2630957,36 - 2542742,44$$
$$C_{ur} = 88214,92 \text{ Kč}$$

Kde:

n_{d651} ... Počet dní, kdy je kombinace 6;5;1 v provozu [dny]

n_{h651} ... Počet hodin, kdy je kombinace 6;5;1 v provozu [h]

$P_{el651,r}$... Roční příkon kombinace 6;5;1 [kWh]

$P_{el651,prům}$... Průměr dosahovaného příkonu kombinace 6;5;1 v provozu [kW]

$C_{651,r}$... Roční cena elektrické energie na provoz kombinace 6;5;1 [Kč]

C_{kwh} ... Cena za 1kWh [Kč]

$P_{el651,r,T-10}$... Roční příkon kombinace 6;5;1 [kWh]

$P_{el651,prům,T-10}$... Průměr dosahovaného příkonu kombinace 6;5;1 při T-10 [kW]

$C_{651r,T-10}$... Roční cena za energii na provoz kombinace 6;5;1 při T-10 [Kč]

C_{ur651} ... Roční úspora elektrické energie na provoz kombinace 6;5;1 [Kč]

Závěr

V bakalářské práci jsem se zabýval sledováním kompresorové stanice nacházející se v areálu chemického závodu Biocel Paskov, kterou jsem také několikrát navštívil.

Získal jsem provozní data stanice a statisticky zpracoval dobu, kdy jsou v provozu jednotlivé kompresory. Z dat jsem zjistil, že nejčastěji jsou v provozu kompresory 1 a 5 a to oba kolem 80% času. Je to z důvodu toho, že mají fázový měnič a snadněji se přizpůsobí aktuální potřebě závodu, proto je využívají co možná nejčastěji. Kompresory 6 a 3, byly v provozu 49%, resp. 42% času. V provozu jsou neustále 3 kompresory, samozřejmě mimo dobu kdy jeden dojíždí a jiný najíždí. Dále jsem proto zjišťoval, jak často jedou jednotlivé kombinace.

Nejčastější kombinací byly kompresory 6; 5; 1 jedoucí 33% času a 3, 5, 1 jedoucí 16% času. Pro tyto dvě kombinace jsem tedy našel čtyři čtyřhodinové úseky a vypočetl měrnou spotřebu kW na jeden normálový metr krychlový. Při provozu kompresoru 6, který je stejného typu jako kompresor 3 akorát novější, byla měrná spotřeba o 6% nižší. Přesto však, by se nahrazení kompresoru 3 novějším kompresorem dosahujícím parametru kompresoru 6 nedosáhlo dostatečné úspory, kterou jsem vypočetl jako 89100 Kč.

Dále jsem vypočetl, o kolik % by se zvýšila izotermická a izoentropická účinnost stanice ve sledovaných úsecích v případě nasávání chladnějšího vzduchu. Výsledek je kolem 2% u izotermické účinnosti a kolem 2,70 procent u účinnosti izoentropické. Také jsem vypočetl, kolik stojí roční provoz obou sledovaných kombinací a o kolik by se ušetřilo při nasávání chladnějšího vzduchu a tudíž s vyšší účinností. Obě sledované kombinace byly v provozu dohromady kolem 50 % času a přinesly úsporu 135 000 Kč. Za předpokladu, že ostatní kombinace, jedoucí po zbytek času ušetří také stejné množství financí na elektrickou energii, je roční úspora 270 000 Kč.

Otázkou zůstává, kolik by stálo ochlazování vzduchu na sání po celý rok, jelikož v současném stavu není vzduch na sání nijak tepelně upravován a je nasáván přímo z kompresorovny.

Seznam použité literatury

- [1] KAMINSKÝ, Jaroslav, Kamil KOLARČÍK a Oto PUMPRLA. Kompresory. 1. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2004. ISBN 80-248-0704-1.
- [2] RAJNIÁK, Ivan. Tepelnoenergetické a emisné merania. Bratislava: Ister Science, 1997. ISBN 80-88683-20-3.
- [3] LIŠKA, Antonín a Pavel NOVÁK. Kompresory. Vyd. 1. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1994. ISBN 80-01-01145-3
- [4] Vírové průtokoměry – princip, vlastnosti a použití. Automa.cz [online]. Praha: Automa.cz, 2014 [cit. 2017-05-10].
Dostupné z: http://automa.cz/cz/web-clanky/virove-prutokomery-%E2%80%93-princip-vlastnosti-a-pouziti-53030_07323/
- [5] Vírový průtokoměr, měřící princip. Krohne.com [online]. 2017 [cit. 2017-05-10].
Dostupné z: <http://cz.krohne.com/cs/vyrobky/mereni-prutoku/virove-prutokomery/merici-princip/>
- [6] Deformační tlakoměry. E-automatizace.cz [online]. [cit. 2017-05-10].
Dostupné z: http://www.e-automatizace.cz/ebooks/mmv/tlak/tlak_deformacni_tlakomery.htm
- [7] Měření tlaku. Maryshfmmi [online]. [cit. 2017-05-10].
Dostupné z: <http://www.maryshfmmi.webzdarma.cz/mertl.htm>
- [8] Měření teploty - kovové odporové senzory teploty. Vývoj.hw.cz [online]. 2004 [cit. 2017-05-10].
Dostupné z: <http://vyvoj.hw.cz/teorie-a-praxe/dokumentace/mereni-teploty-kovove-odporove-senzory-teploty.html>
- [9] Temperature sensors: PT100. Pixsys.net [online]. [cit. 2017-05-10].
Dostupné z: <http://www.pixsys.net/en/products/temperature-sensors/pt100-%C3%98-6mm-air-probes-with-cable-easy-up>
- [10] Kompresory [online]. Ostrava [cit. 2017-05-10].
Dostupné z: http://kke.zcu.cz/export/sites/kke/about/projekty/enazp/projekty/01_Stavba-a-provoz-stroju_1-3/1_IUT/002_Kompresory---Kolarcik-a-kol---P3.pdf
Studijní opora. Západočeská univerzita v Plzni.
- [11] Portál ČHMÚ : Home. Portál ČHMÚ : Home [online]. [cit. 2017-05-10].
Dostupné z: <http://portal.chmi.cz/>
- [12] Místní provozní řád kompresorové stanice Biocel Paskov. Paskov, 2016. PŘÍLOHA G - MPŘ+4028+kompresorová+stanice.docx
- [13] Kompresory a vývěvy [online]. Brno [cit. 2017-05-10].
Dostupné z: https://is.mendelu.cz/eknihovna/opory/334/Knihovna%20k%20projektu/Termomechanika/mereni_kompresory_a_vyvevy.pdf?lang=cz
Studijní opora. Mendelova univerzita v Brně.

Seznam obrázků

Obrázek 1. 1. Základní rozdělení kompresorů	11
Obrázek 1. 2. Objemové průtočné schéma.....	12
Obrázek 1. 3. Ztráty soustrojí ovlivňující celkový příkon	13
Obrázek 2. 1. Náskres křídlového kompresoru	15
Obrázek 2. 2. Náskres vodokružného kompresoru	15
Obrázek 2. 3. Rootsovo dmychadlo.....	16
Obrázek 2. 4. Zubový profil šroubových kompresorů.....	17
Obrázek 2. 5. Náskres radiálního turbokompresoru	18
Obrázek 2. 6. Náskres axiálního turbokompresoru	19
Obrázek 2. 7. Schéma proudového kompresoru.....	19
Obrázek 3. 1. Vzduchový systém kompresorového soustrojí u kompresorů 2 a 4	21
Obrázek 3. 2. Kompresor ZR315 VSD	22
Obrázek 4. 1. Hlavní energetické charakteristiky radiálních turbokompresorů	23
Obrázek 4. 2. Platinový drát PT100	25
Obrázek 4. 3. Karmánová vírová stezka za škrtícím tělískem	26
Obrázek 4. 4. Membránový tlakoměr.....	26
Obrázek 5. 1. Průběh spotřeb v úseku 13.3.2017 00:10 - 04:09	32
Obrázek 5. 2. Průběh spotřeb v úseku 15.3.2017 16:30 - 20:29	32
Obrázek 5. 3. Průběh spotřeb v úseku 18.3.2017 11:30 - 15:29	33
Obrázek 5. 4. Průběh spotřeb v úseku 19.3.2017 18:00 - 21:59	33
Obrázek 5. 5. Průběh spotřeb v úseku 15.3.2017 00:30 - 04:29	34
Obrázek 5. 6. Průběh spotřeb v úseku 16.3.2017 18:00 - 21:59	34
Obrázek 5. 7. Průběh spotřeb v úseku 17.3.2017 18:00 - 21:59	35
Obrázek 5. 8. Průběh spotřeb v úseku 19.3.2017 04:00 - 07:59	35
Obrázek 5. 9. Průběh spotřeb v úseku 10.3.2017 18:00 - 21:59	36
Obrázek 5. 10. Průběh spotřeb v úseku 16.3.2017 09:40 - 13:39	36

Seznam tabulek

Tabulka 3. 1. Technické parametry kompresorů 2 a 4	20
Tabulka 3. 2. Technické parametry kompresorů 1 a 5	22
Tabulka 5. 1. Doba provozu jednotlivých kompresorů v měřeném období.....	27
Tabulka 5. 2. Doba provozu bez zřetele na doby rozjezdu a dojezdu při střídání.....	28
Tabulka 5. 3. Doba provozu při uvažování rezervy 50kW na rozjezd a dojezd.....	29
Tabulka 5. 4. Doba provozu při uvažování rezervy 20kW na rozjezd a dojezd.....	30
Tabulka 5. 5. 10 sledovaných čtyřhodinových úseků	31
Tabulka 5. 6. Zprůměrovaná data získaná při provozu kompresorů 3, 5, 1	37
Tabulka 5. 7. Zprůměrovaná data získaná při provozu kompresorů 6, 5, 1	37
Tabulka 5. 8. Zprůměrovaná data získaná při provozu kompresorů 3, 5, 2 a 6, 5, 2	37
Tabulka 6. 1. Vypočtené hmotnostní a objemové průtoky kompresorů 3,5,1.....	42
Tabulka 6. 2. Vypočtené práce a účinnosti kompresorů 3,5,1	42
Tabulka 6. 3. Vypočtené hmotnostní a objemové průtoky kompresorů 6,5,1.....	42
Tabulka 6. 4. Vypočtené práce a účinnosti kompresorů 6,5,1	42

Seznam rovnic a vzorců

(1) Ohmův zákon.....	22
(2) Závislost odporu na teplotě.....	22
(3) Výpočet objemového průtoku ve vírovém průtokoměru	23
(4) K-faktor.....	23
(5) Počet nesouhlasných údajů.....	28
(6) Celkový příkon stanice.....	29
(7) Výpočet měrné spotřeby ve sledovanou dobu.....	29
(8) Procentní rozdíl měrné spotřeby mezi kombinacemi 3;5;1 a 6;5;1.....	35
(9) Procentní rozdíl měrné spotřeby mezi kombinacemi 3;5;2 a 6;5;2.....	35
(10) Objemový průtok v místě měření při provozních podmínkách.....	36

(11)	Hmotnostní průtok v místě měření.....	37
(12)	Objemový průtok v sání.....	37
(13)	Hustota nasávaného vzduchu.....	37
(14)	Izotermická práce.....	37
(15)	Izotermická účinnost kompresorů.....	38
(16)	Izoentropická práce.....	38
(17)	Izoentropická účinnost.....	38
(18)	Hmotnostní tok v sání při snížení teploty v sání o 10 °C.....	39
(19)	Objemový průtok v měřicím místě při snížení teploty v sání o 10 °C.....	39
(20)	Objemový průtok v měřicím místě přepočtený na normální podmínky.....	39
(21)	Poměr objemového průtoku ku průtoku při snížení teploty v sání o 10 °C.....	41
(22)	Příkon stanice při sání vzduchu o snížené teplotě o 10 °C.....	41
(23)	Izotermická účinnost kompresorů při nižší teplotě.....	42
(24)	Izoentropická účinnost kompresorů při snížení nižší teplotě.....	42
(25)	Rozdíl účinností izotermických.....	42
(26)	Rozdíl účinností izoentropických.....	42
(27)	Počet dní, kdy je daný kompresor či kombinace v provozu.....	45
(28)	Počet hodin, kdy je daný kompresor či kombinace v provozu.....	45
(29)	Roční příkon, když je daný kompresor či kombinace v provozu.....	45
(30)	Roční cena elektrické energie na provoz daného kompresoru či kombinace kompresorů.....	45

Seznam příloh

1. PŘÍLOHA A - neupravené získané provozní data.xlsx
2. PŘÍLOHA B - upravené provozní data + výpočty kapitol 5, 6, 7.xlsx
3. PŘÍLOHA C - měrné spotřeby kombinace 3,5,1.xlsx
4. PŘÍLOHA D - měrné spotřeby kombinace 6,5,1.xlsx
5. PŘÍLOHA E - měrné spotřeby kombinace 3,5,2 a 6,5,2.xlsx
6. PŘÍLOHA F - výpočty průtoků a účinností s chladnějším vzduchu.xlsx
7. PŘÍLOHA G - MPŘ+4028+kompresorová+stanice.docx
8. PŘÍLOHA H - Teplota na sání.pdf

Poděkování

Rád bych chtěl na závěr poděkovat vedoucímu práce Ing. Tomáši Výtiskovi, Ph.D. za věcné připomínky a veškeré odborné rady, kterých jsem při zpracovávání využil.

Dále bych chtěl poděkovat Ing. Tomáši Szkanderovi, hlavnímu energetikovi Biocelu Paskov, za poskytnuté provozní údaje a možnost zpracovávat bakalářskou práci se skutečnými údaji z praxe.